

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**Escuela Politécnica Superior**

**TRABAJO FIN DE CARRERA**

**“Ensayo virtual de un sistema de absorción de  
energía para frenado de material ferroviario”.  
“Estructura apoyada en parámetro vertical”**



Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras

**Grado en Ingeniería Mecánica**

Autor: Ignacio Cuéllar Plana

Tutor: Ramón Zaera Polo

Leganés, Junio de 2016



## Agradecimientos

Todo esto no hubiese sido posible sin la ayuda de mi familia, que siempre ha confiado en mí, sobre todo en los malos momentos. Dar las gracias tanto a mis padres como a mi hermana, que me han ido apoyando durante toda la carrera para ir superando los múltiples obstáculos que te encuentras. Su respaldo ha sido fundamental para nunca dejar de creer. A parte de la familia más cercana, quiero dedicar este fin de ciclo a mis tías, que son muy importantes para mí, y a mis primos, que nunca pusieron en duda mi capacidad.

Agradecer a mis amigos más allegados la confianza y apoyo mostrado durante estos años, sin sus sabios consejos no hubiera podido lograr esto. Dar las gracias también a una persona muy especial, tu apoyo durante este último año ha sido la base de este proyecto.



# Índice General

<b>1 Motivaciones y Objetivo .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivaciones .....	2
1.2 Objetivo .....	5
<b>2 Antecedentes .....</b>	<b>7</b>
2.1.1 Material .....	30
2.1.2 Introducción .....	30
2.1.3 Series de Aluminios .....	30
2.1.4 Propiedades .....	31
a) Propiedades Físicas .....	31
b) Propiedades Mecánicas .....	32
<b>3 Definición del Problema: Configuración del Ensayo. ....</b>	<b>34</b>
3.1 Configuración y geometría de ensayo.....	35
3.1.1 Crash Box.....	36
3.1.2 Masa de impacto.....	37
3.1.3 Condiciones de contorno.....	37
<b>4 Descripción de la metodología del problema .....</b>	<b>39</b>
4.1 Definición del problema FEM.....	40
4.1.1 Método de elementos finitos.....	40
4.1.2 Método Explícito .....	41
4.1.3 Ecuación Constitutiva. Modelos de Johnson Cook.....	41
4.1.4 Características del Ensayo .....	43
4.1.5 Mallado.....	44
4.2 Variables a estudiar.....	45
<b>5 Análisis de Resultados.....</b>	<b>47</b>
5.1 Proceso .....	48
5.2 Sección Cuadrada .....	49
5.2.1 Efecto de la longitud .....	50
5.2.2 Efecto del Espesor .....	54
5.3 Top Hat .....	60
5.4 Double Top Hat .....	69
5.5 Comparativa sección Cuadrada, Top Hat y Double Top Hat .....	73
5.6 Sección Circular .....	75
5.6.1 Efecto del Ratio $R/e$ .....	77

5.6.2 Efecto de la longitud .....	81
5.7 Tubo Cónico.....	87
5.8 Comparativa Tubo Circular respecto Tubo Cónico.....	94
<b>6 Conclusión y Trabajos futuros.....</b>	<b>96</b>
6.1 Conclusiones.....	97
6.2 Trabajos Futuros.....	98
<b>7 Referencias.....</b>	<b>99</b>

## Índice de Figuras

Figura 1.1 Modelos de deformación.....	2
Figura 1.2.Estructuras de a) Coche b) Avión c) Barco d) Tren .....	2
Figura 1.3.Ejemplo de toperas.....	3
Figura 1.4. Composición de los vehículos en %.....	3
Figura 1.5.Simulación de `crash test`de un vehículo.....	4
Figura 1.6. Ejemplo de Abaqus.....	4
Figura 1.7.Miles de muertes en España por accidentes de tráfico.....	5
Figura 1.8. Esquema del ensayo realizado.....	5
Figura 2.1. Modos de deformación de tubos cuadrados. [1].....	8
Figura 2.2 Esquinas de sección cuadrada. [5].....	8
Figura 2.3 Muestras de perfiles de sección cuadrada con variación espesor. [5] .....	9
Figura 2.4. Deformación de un tubo circular. [4] .....	9
Figura 2.5. Dimensiones a modificar en el estudio sobre tubos circulares con estrechamiento. [3].....	10
Figura 2.6. Sección hexagonal simple y hexagonal múltiple [9] .....	10
Figura 2.7. Modelos de deformación a) Plegado Simétrico b) Plegado asimétrico c) Pandeo vertical [11] .....	11
Figura 2.8 Mecanismos de plegado por Wierzbicki y Abramowicz. [4] .....	11
Figura 2.9. Modelos de deformación de tubos de sección cuadrada a) Plegado Simétrico b) Plegado extensional c) Pandeo iniciado por plegado simétrico d) Pandeo.....	12
Figura 2.10 Fórmula Fuerza Media .....	12
Figura 2.11.Modos de deformación de tubos cuadrados con variación d espesor. [5] .....	13
Figura 2.12. Modelo de deformación a) Ensayo estático b) Ensayo dinámico. [1] .....	13
Figura 2.13.Deformacion en a) Viga Hexagonal simple (SC) b) Viga Hexagonal múltiple (MC). [9] .....	14
Figura 2.14. Curva Fuerza vs Desplazamiento [4] .....	14
Figura 2.15 Deformación de Tubo con estrechamiento [3] .....	15
Figura 2.16 Fuerza vs Desplazamiento a) Sin estrechamiento b) Con estrechamiento. [3].....	15
Figura 2.17. Fuerza frente a desplazamiento de plegado simétrico .....	15
Figura 2.18.Gráfica Fuerza vs Tiempo de Tubo Plegado Asimétricamente. [11] .....	16
Figura 2.19.Gráfica Fuerza vs Tiempo de tubo deformado por pandeo. [11].....	16
Figura 2.20. Fuerza vs tiempo de tubo de sección cuadrada plegada simétricamente. [11] .....	17
Figura 2.21 Curvas Fuerza vs Desplazamiento ----dinámicos, estáticos. [1] .....	17
Figura 2.22.Curva fuerza vs desplazamiento en un tubo cuadrado con la aparición de una grieta. [2] .....	17
Figura 2.23. Comparativa de Fuerza vs Desplazamiento de tubo cuadrado de espesor uniforme frente a tubo cuadrado con variación de espesor. [5] .....	18
Figura 2.24. Variación de la velocidad de deformación en aceros blandos. Comparativa de estudios teóricos y simulaciones. [7] .....	18
Figura 2.25. Estimación de la velocidad de deformación durante el ensayo de choque. [7] .....	19
Figura 2.26. Predicción analítica del diagrama de fabricación límite de aceros para diferentes velocidades de producción en condiciones adiabáticas. [7] .....	19
Figura 2.27. Velocidades de deformación admisible para diferentes ensayos. [7] .....	20
Figura 2.28.Influencia de la temperatura inicial y velocidad de deformación en el endurecimiento de aceros blandos a) $10^{-4} \text{ s}^{-1}$ b) $10^{-1} \text{ s}^{-1}$ . [7].....	20
Figura 2.29. Esquema ensayo estático. [1] .....	21
Figura 2.30. Esquemas básicos de un Ensayo dinámico. [1] .....	21
Figura 2.31. Tipos de montaje para ensayo dinámico. [6].....	22
Figura 2.32.Esquema de la simulación realizada sobre tubo hexagonal. [9] .....	22
Figura 2.33.Esquema modelo del ensayo sobre tubos cuadrados. [1] .....	23
Figura 2.34. Esquema de ensayos. [2] .....	23
Figura 2.35. Curvas Fuerza vs Desplazamiento a) Posición media b) Posición inicial. [1] .....	24
Figura 2.36. Comparación de la deformación en a) Simulación numérica b) Caso Práctico. [2] .....	24

Figura 2.37. Comparación Fuerza vs Desplazamiento de simulación y test. [2] .....	25
Figura 2.38. Simulación de ‘crash test’. [5].....	25
Figura 2.39. Comparación de test frente a simulación. [5] .....	26
Figura 2.40. Energía Absorbida por tubos circulares deformados a) Plegado Simétrico b) Plegado Asimétrico c) Pandeo [11].....	26
Figura 2.41. Ratio entre Fuerza máxima y fuerza media. Efecto del espesor. [2] .....	27
Figura 2.42. Fuerza de Impacto y Energía de impacto vs Velocidad de Impacto. Efecto de la velocidad. [2] .....	27
Figura 2.43 Ratio entre fuerza media dinámica y estática frente a desplazamiento. Efecto templado. [1].	28
Figura 2.44 Ratio entre fuerza media dinámica y estática frente a desplazamiento. Efecto espesor. [1] ...	28
Figura 2.45. Comparación entre experimento y simulación de tubos sección cuadrada con variación de espesor [5] .....	28
Figura 2.46. Comparativa de Energía vs Desplazamiento en tubo cuadrado uniforme y tubo cuadrado con espesor variable. [5] .....	29
Figura 2.47. Datos óptimos para vigas de sección hexagonal. [9].....	29
Figura 2.48. Efecto del ratio (a/t) en la SEA a) Vigas hexagonales simples b) Vigas hexagonales compuestas. [9].....	29
Figura 2.49. Aplicaciones del aluminio .....	30
Figura 2.50. Propiedades físicas del Al .....	32
Figura 2.51. Dureza Brineel (HB) para diferentes aleaciones de Al.....	32
Figura 3.1. Esquema del ensayo realizado.....	35
Figura 3.2. Esquema de la simulación. ....	35
Figura 3.3. Secciones de ‘crash box’ a) Circular b) Cuadrada c) Top Hat d) Double Top Hat. ....	36
Figura 3.4. Tipos de ‘crash box’ analizados a) Tubo cuadrada b) Tubo Top Hat c) Tubo Doble Hat d) Tubo Circular e) Tubo Cónico .....	36
Figura 3.5. a) Esquema de masa de impacto b) Dimensiones Masa impacto .....	37
Figura 3.6. a) Topera rígida anclada a bloque de hormigón b) Representación del encastre en Abaqus....	37
Figura 3.7. Opciones para limitar el desplazamiento en Abaqus.....	38
Figura 4.1. Ejemplo de mallado. ....	40
Figura 4.2. Gráfica que define el ‘hard contact’. [13] .....	43
Figura 4.3. Estudio del tamaño del elemento del mallado. ....	44
Figura 4.4. Representación de cantidad de energía absorbida. [1] .....	45
Figura 4.5. Ejemplo de a) gran deceleración al principio. b) gran deceleración al final. ....	46
Figura 5.1 Topera de sección cuadrada .....	49
Figura 5.2. Vista de planta del primer pliegue de un tubo cuadrado. ....	51
Figura 5.3. Deformación típica de tubo cuadrado. ....	51
Figura 5.4. Muestra de retorcimiento al plegarse de a) Tubo 1m b) Tubo de 0,75m c) Tubo de 0,5m .....	51
Figura 5.5. Estado final de a) Tubo 1m b) Tubo 0,75m c) Tubo de 0,5m .....	52
Figura 5.6. Velocidad frente a tiempo para tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m.....	52
Figura 5.7. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m.....	52
Figura 5.8. Energía Interna y Energía Cinética frente a tiempo de tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m. ....	53
Figura 5.9. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 2mm de espesor. ....	54
Figura 5.10. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 1mm de espesor. ....	54
Figura 5.11. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 4mm de espesor. ....	55
Figura 5.12. Deceleración frente a tiempo para tubos cuadrados de 1mm hasta 5mm. ....	55
Figura 5.13. Energía absorbida según el ratio B/e de tubos cuadrados. ....	56
Figura 5.14. Relación entre B/e y la energía específica (SEA) .....	58
Figura 5.15. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cuadrados óptimos. ....	59
Figura 5.16. Ejemplo del diseño de estructura Top Hat. ....	60
Figura 5.17. Dimensiones de estructura Top Hat. [18].....	60
Figura 5.18. Fuerza frente a Desplazamiento de tubos Top Hat de espesor 2,5mm. ....	62
Figura 5.19. Deformación de estructuras Top Hat ante el primer impacto. ....	63



Figura 5.20. Deformación estructuras Top Hat según lado superior. ....	63
Figura 5.21. Deformación estructuras Top Hat con lado superior pequeño. ....	63
Figura 5.22. Deformación tubo Top Hat test9. ....	64
Figura 5.23. Estado final estructuras Top Hat según ancho de lado superior.....	64
Figura 5.24. Fuerza frente a desplazamiento tubo Top Hat según ancho de cara superior.....	65
Figura 5.25. Fuerza frente a desplazamiento estructuras Top Hat según altura. ....	66
Figura 5.26. Ejemplo de estructura Double Hat section .....	69
Figura 5.27. Dimensiones de estructura Double Top Hat.....	69
Figura 5.28. Secuencia de la formación de un pliegue en estructuras Double Top Hat. ....	70
Figura 5.29. Secuencia de plegado en el extremo empotrado para estructuras Double Top Hat. ....	71
Figura 5.30. Secuencia de la deformación de Estructuras Double Top Hat con buenas propiedades. ....	71
Figura 5.31. Fuerza frente a Desplazamiento de tubos double top hat seleccionados. ....	72
Figura 5.32. Topera Double Top Hat seleccionada .....	72
Figura 5.33. Comparación Fuerza frente a Desplazamiento de secciones cuadrada, top hat y double top hat. ....	74
Figura 5.34. Comparación Energías frente a tiempo de secciones cuadrada, top hat y double top hat. ....	74
Figura 5.35. Ejemplo de Tubo Circular .....	75
Figura 5.36. Modos de deformación en el primer impacto de tubos circulares a) Test1 b) Test 3 c) Test10 .....	78
Figura 5.37. Secuencia de la deformación en tubos circulares con ratio radio espesor pequeño.....	78
Figura 5.38. Secuencia de la deformación en tubos circulares con ratio radio espesor grande .....	78
Figura 5.39. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 2,5mm. ....	79
Figura 5.40. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 2mm. ....	80
Figura 5.41. Aceleración frente a tiempo de tubos circulares de 1mm.....	80
Figura 5.42. Deformación en primer impacto de tubos circulares a) Plegado en extremo empotrado b) Plegado en los dos extremos.....	81
Figura 5.43. Estado final deformado a) Tubo de 1m b) Tubo de 0,75m.....	82
Figura 5.44. Fuerza frente Desplazamiento de tubos circulares según la longitud. ....	82
Figura 5.45. Fuerza frente Desplazamiento tubos circulares según la longitud.....	83
Figura 5.46. Energía disipada plásticamente frente a tiempo de tubos circulares según la longitud .....	83
Figura 5.47. Energía disipada plásticamente frente a tiempo de tubos circulares según la longitud .....	83
Figura 5.48. Fuerza frente a desplazamiento tubos circulares seleccionados. ....	86
Figura 5.49. Ejemplo de tubo cónico.....	87
Figura 5.50. Dimensiones de tubo cónico. ....	87
Figura 5.51. Secuencia de deformación de tubo cónico. ....	89
Figura 5.52. Fuerza vs Desplazamiento tubos cónicos según radio menor. ....	90
Figura 5.53. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cónicos según longitud de estrechamiento. ....	91
Figura 5.54. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cónicos más óptimos. ....	93
Figura 5.55. Topera Cónica seleccionada.....	93
Figura 5.56. Comparación Fuerza frente a desplazamiento de tubo circular y tubo cónico. ....	95
Figura 5.57. Comparación Energía frente a tiempo de tubo circular y tubo cónico. ....	95

## Índice de tablas

Tabla 4.1. Datos para el modelo de Johnson Cook.....	42
Tabla 5.1. Dimensiones de tubos cuadrados.....	49
Tabla 5.2. Propiedades para tubos cuadrados.....	50
Tabla 5.3. Datos de tubos cuadrados con distintas longitudes.....	50
Tabla 5.4. Datos dimensionales para tubos sección cuadrada. ....	57
Tabla 5.5. Propiedades de tubos de sección cuadrada. ....	57
Tabla 5.6. Dimensiones última selección de tubos cuadrados. ....	58
Tabla 5.7. Propiedades última selección de tubos cuadrados ....	58
Tabla 5.8. Dimensiones estructuras Top Hat .....	61
Tabla 5.9. Propiedades estructuras Top Hat. ....	61
Tabla 5.10. Dimensiones para estructuras Top Hat con $t=2,5\text{mm}$ . ....	62
Tabla 5.11. Propiedades para estructuras Top Hat con $t=2,5\text{mm}$ . ....	62
Tabla 5.12. Dimensiones de ejemplos de tubos Top Hat variando el ancho superior. ....	65
Tabla 5.13. Propiedades de ejemplos de tubos Top Hat variando el ancho superior.....	65
Tabla 5.14. Dimensiones tubos Top Hat comparativa de altura.....	66
Tabla 5.15. Propiedades tubos Top Hat comparativa de altura. ....	66
Tabla 5.16. Dimensiones estructuras Top Hat más óptimas. ....	67
Tabla 5.17. Propiedades estructuras Top Hat más óptimas. ....	67
Tabla 5.18. Topera Top Hat seleccionada. ....	68
Tabla 5.19. Dimensiones de tubos Double Top Hat. ....	70
Tabla 5.20. Propiedades de tubos Double Top Hat .....	70
Tabla 5.21. Dimensiones de estructuras Double Top Hat más óptimas. ....	71
Tabla 5.22. Propiedades de estructuras Double Top Hat más óptimas.....	71
Tabla 5.23. Dimensiones Tubo Cuadrado seleccionado.....	73
Tabla 5.24. Propiedades Tubo Cuadrado seleccionado. ....	73
Tabla 5.25. Dimensiones Tubo Top Hat seleccionado. ....	73
Tabla 5.26. Propiedades Tubo Top Hat seleccionado .....	73
Tabla 5.27. Dimensiones Tubo Double Top hat seleccionado. ....	73
Tabla 5.28. Propiedades Tubo Double Top Hat seleccionado.....	73
Tabla 5.29. Dimensiones de los tubos circulares.....	76
Tabla 5.30. Propiedades para cada tipo de tubo circular. ....	76
Tabla 5.31. Datos para tubos de 3mm. ....	77
Tabla 5.32. Datos para tubos de 2,5mm. ....	77
Tabla 5.33. Datos para tubos de 2mm. ....	77
Tabla 5.34. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 3mm.....	79
Tabla 5.35. Datos de tubos circulares con diferente longitud.....	81
Tabla 5.36. Datos de tubos circulares test 11 y 12. ....	81
Tabla 5.37. Dimensiones tubos circulares. ....	84
Tabla 5.38. Propiedades tubos circulares .....	85
Tabla 5.39. Dimensiones tubos circulares seleccionados. ....	85
Tabla 5.40. Propiedades tubos circulares seleccionados. ....	85
Tabla 5.41. Dimensiones tubos cónicos. ....	88
Tabla 5.42. Propiedades Tubos cónicos. ....	88
Tabla 5.43. Dimensiones de tubo cónico de 2,25mm de espesor .....	89
Tabla 5.44. Propiedades de tubo cónico de 2,25mm de espesor.....	89
Tabla 5.45. Dimensiones de tubos cónicos con diferente radio de estrechamiento. ....	90
Tabla 5.46. Propiedades de tubos cónicos con diferente radio de estrechamiento .....	90
Tabla 5.47. Dimensiones de tubos cónicos para diferente longitud. ....	91
Tabla 5.48. Propiedades de tubos cónicos para diferente longitud.....	91

Tabla 5.49. Dimensiones de tubos cónicos más óptimos. ....	92
Tabla 5.50. Propiedades de tubos cónicos más óptimos. ....	92
Tabla 5.51. Dimensiones Tubo Circular seleccionado. ....	94
Tabla 5.52. Propiedades Tubo Cónico Seleccionado. ....	94
Tabla 5.53. Dimensiones Tubo Cónico seleccionado. ....	94
Tabla 5.54. Propiedades Tubo Cónico seleccionado. ....	94

# 1 Motivaciones y Objetivo

## 1.1 Motivaciones

El estudio del comportamiento de materiales sometidos a ensayos de choque es una materia con mucho interés y margen de investigación. La búsqueda de materiales que alberguen las mejores propiedades para absorber esa energía de choque, combinada con bajo precio de fabricación, desemboca en que esta materia esté en continuo estudio y desarrollo [\[1\]\[2\]\[3\]\[8\]\[9\]](#).

La realización de este estudio está promovida por este gran interés general que existe alrededor del comportamiento de los denominados `crash box` (pieza sometidas a impactos), y de cómo se puede evolucionar hacia la máxima optimización. Este gran interés tiene diversas razones que se explican a continuación.



Figura 1.1 Modelos de deformación

La principal causa del gran interés en esta materia es que influye directamente en las industrias del transporte, la industria automovilística, ferroviaria, aeronáutica y naval. El uso de estructuras de pared delgada en estas industrias crece exponencialmente debido a la excelente relación fuerza peso que presentan, su bajo precio, y la alta capacidad de absorber energía al sufrir impactos. Es por esto que se debe tener gran interés a la hora de diseñar estas estructuras de pared delgada. En el diseño de estas, existen dos escenarios que influyen directamente en su comportamiento frente a impacto, que son, la correcta elección del material, con propiedades destinadas a esta función, y la óptima elección del espesor y dimensiones del perfil de la estructura. Cabe destacar que se ha destinado más interés al primer caso, dejando al margen la optimización de las dimensiones del perfil. Es por esto que se debe analizar este ámbito para conseguir progresos en el diseño de estructuras destinadas a sufrir impactos. [\[8\]](#)

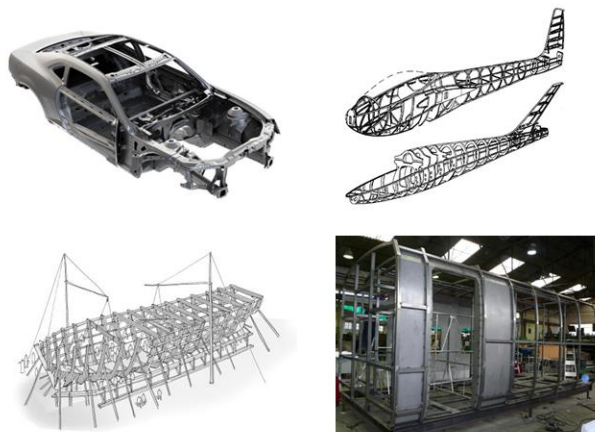


Figura 1.2. Estructuras de a) Coche b) Avión c) Barco d) Tren

En nuestro caso, vamos a centrarnos en la industria ferroviaria y en particular, en los **sistemas diseñados para el frenado de los trenes** en las situaciones excepcionales que estos no lo han llegado a conseguir. Estos dispositivos se denominan toperas ferroviarias. Se trata de un dispositivo fijo, generalmente situado en los finales de vía, con el fin de detener el tren si por alguna incidencia no lo hubiera logrado antes. La instalación de topes eficaces protege a los pasajeros, al material rodante y a las infraestructuras.



Figura 1.3. Ejemplo de toperas.

La elección del perfil seleccionado en este tipo de estructuras es fundamental. La mayoría de estas estructuras suelen ser tubos circulares o de sección cuadrada, pero existen multitud de tipos de sección por estudiar que pueden ofrecer grandes beneficios en este sector. Por ejemplo, se sabe que las estructuras con sección hexagonal hacen más resistente la viga en las dos direcciones, longitudinal y transversal, pero la falta de conocimiento sobre el potencial de estas estructuras, hace que no se explote su uso y sus beneficios.[\[9\]](#)

Además de las variables dimensionales, el material utilizado en las estructuras de pared delgada diseñadas para absorber energía es de gran importancia. En este caso, el material utilizado es el aluminio. Debido a imposiciones medioambientales, la industria de los transportes se está viendo obligada a utilizar aluminio para sus construcciones, ya que al reducir el peso del vehículo, reducimos el consumo de carburante y en consecuencia, las emisiones de CO<sub>2</sub>. Por tanto, el aluminio es un material por explotar en este sector. Además de su ligereza, el aluminio tiene buena resistencia a la corrosión y se recicla fácilmente, solo se necesita un 5% de la energía necesaria para producir aluminio primario en su reciclado. [\[1\]](#)

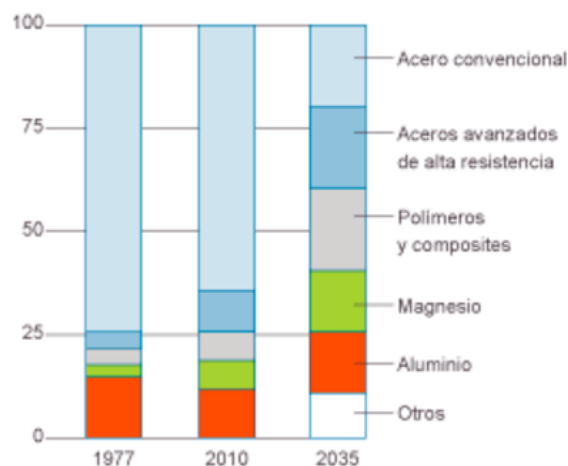


Figura 1.4. Composición de los vehículos en %.

Al ser un material nuevo en estos sectores, no existen muchos estudios centrados en este apartado. Debido a la poca documentación sobre el comportamiento de estructuras de pared delgada de aluminio frente a impactos [8], ya que las estructuras para este uso suelen ser de acero, los estudios a realizar o realizados no tienen una base donde apoyarse, es decir, los datos obtenidos virtualmente son los que nos irán acercándonos a una optimización del problema. Esto es una gran motivación para este proyecto, ya que los datos obtenidos pueden ser de gran ayuda para evolucionar en el desarrollo del aluminio como base en este tipo de estructuras.

En el estudio de los llamados ‘crash test’ (ensayos de choque), las simulaciones numéricas son la principal vía de análisis utilizada para el desarrollo y comprensión de los datos obtenidos. Por ejemplo, en la industria automovilística, todas las marcas utilizan simulaciones numéricas a la hora de diseñar sus vehículos para reducir la cantidad de prototipos y aumentar la seguridad. Otro factor destacable sobre la simulación computacional, es que permite estudiar la utilización de nuevos materiales sin necesidad de realizar costosos test de prueba, y se pueden utilizar estos conocimientos adquiridos para implementar estos materiales en nuevas estructuras. De todos modos, un factor vital para poder fiarnos de los datos obtenidos mediante simulación, es que tienen que ser corroborados por test prácticos. Este factor es imprescindible cuando introducimos materiales con poca documentación práctica, como son las aleaciones de aluminio. [1]



Figura 1.5. Simulación de ‘crash test’ de un vehículo.

El método de elementos finitos (FE) es muy utilizado para estudiar el comportamiento mecánico de una estructura de forma precisa. La utilización de estas técnicas numéricas nos permite aproximar de forma precisa las propiedades del material utilizado, su geometría, así como las condiciones de contorno del escenario del ensayo. Para la realización de estas simulaciones se ha utilizado el código de elementos finitos ABAQUS/Explicit [13], programa que nos permite simular las condiciones de ensayo requeridas y nos da resultados válidos sobre el comportamiento mecánico de la estructura. Trabajar con este programa también ha sido una motivación extra, ya que su aprendizaje me puede ser de gran uso en un futuro a nivel laboral.

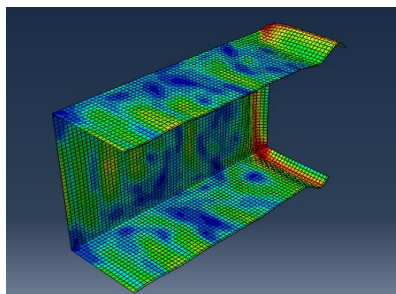


Figura 1.6. Ejemplo de Abaqus.



Como motivación final, hay que destacar que todos los estudios relacionados con el comportamiento de diferentes estructuras frente a impactos son debidos a la incesante demanda por parte de la sociedad por conseguir métodos de transporte que aseguren la salud del ocupante, influyendo de manera directa en el estudio y desarrollo de materiales capaces de absorber esta energía de impacto mediante una deformación homogénea y controlada, sin producir grandes deceleraciones que puedan dañar al usuario. [1] La seguridad en los transportes va evolucionando año tras año y esto queda claramente reflejado en las muertes causadas por accidentes. Tomando como ejemplo las muertes en España por accidentes de tráfico, se puede observar que en los últimos 30 años las víctimas se han reducido en un 70%, añadiendo además que cada año existen más coches en circulación, es decir, la seguridad tanto de los vehículos como de los elementos destinados a evitar accidentes mejora año tras año.



Figura 1.7. Miles de muertes en España por accidentes de tráfico.

## 1.2 Objetivo

Antes de definir los objetivos buscados en este estudio, es conveniente realizar una breve descripción del ensayo que se va a llevar a cabo para comprender mejor la finalidad de este.

A modo de resumen, la simulación que se va a realizar en ABAQUS consiste en el impacto de una masa  $M$ , que representará a un supuesto tren, a una velocidad  $V$ , contra una estructura de pared delgada (la topera), que se encuentra empotrada en uno de sus extremos.

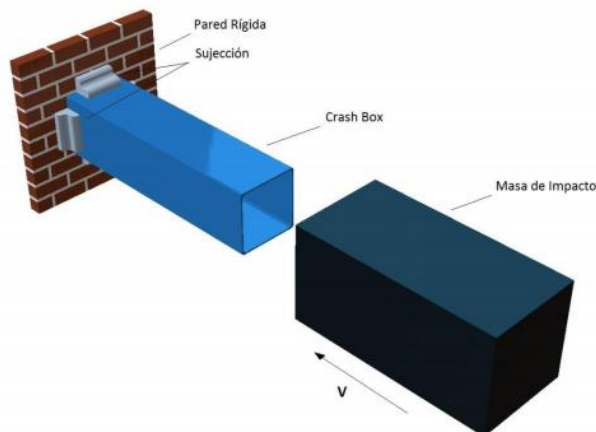


Figura 1.8. Esquema del ensayo realizado.



Para simplificar y acotar el problema a unas características concretas, se han establecido unas condiciones iniciales constantes durante todo el ensayo.

En primer lugar, la masa de 1000kg se considera un elemento rígido e indeformable, e impacta a una velocidad inicial de 15m/s. Como el impacto que se simula es el choque de un tren, la altura media de impacto tiene que ser de 1m desde el suelo, y su desplazamiento se restringe únicamente a la dirección de choque, para que la masa no sufra desplazamientos o giros al impactar.

Por otro lado, la estructura a diseñar también tiene sus restricciones. El material seleccionado es el aluminio con unas propiedades constantes, una densidad  $\rho=2700\text{kg/m}^3$ , un modelo de Young  $E=66\times 10^9\text{Pa}$ , y coeficiente de Poisson  $\nu=0,33$ . Su comportamiento termo-visco elastoplástico se define mediante el modelo de Johnson Cook.

Por último, el área frontal máxima tras sufrir el impacto, es decir, cuando la estructura está deformada, tiene que cumplir unos requisitos. El ancho máximo tras deformación es 2.5m, y el alto 2m.

Una vez definida la geometría y las particularidades del ensayo, la definición del objetivo cobra más sentido.

Se trata de un ejercicio de optimización y mejora de la estructura. Se establecen unos parámetros a optimizar y mediante la variación de ciertas variables dimensionales como el espesor, la longitud, el tipo de sección, se va evolucionando la estructura hacia este fin.

Aunque el objetivo principal pueda ser esta optimización, el objetivo real es la comprensión del efecto de variar estos parámetros en el comportamiento de estructuras de aluminio frente a un impacto axial.

Para conseguir esto hemos fijado objetivos más específicos:

- Estudio previo de documentación sobre este tipo de ensayos.
- Familiarización con el código computación ABAQUS.
- Definir la configuración del ensayo e implementarla en el código de elementos finitos. Esto incluye determinar el tipo de ensayo, la geometría de la estructura, las condiciones de contorno, analizar el mallado óptimo.
- Analizar los parámetros a variar en los diferentes ensayos estudiando la importancia de su efecto mediante bibliografía.
- Discusión y análisis de resultados.

## 2 Antecedentes

Durante los últimos 20 años se han ido realizando múltiples estudios de choques dinámicos sobre estructuras de pared delgada con el fin de entender mejor su comportamiento. El principal objetivo de todos estos estudios elaborados por Universidades, expertos en la industria, Centros de investigación... es analizar diferentes características presentes en un ensayo de choque, que van a influir de manera directa en el comportamiento de la pieza, e intentar maximizar nuestra propiedad estrella, la capacidad de absorber energía. [2] [1][4] [7] [8]

Para conseguir este fin mutuo, se han analizado múltiples condiciones y variables. La mayor parte de los estudios suelen estudiar el comportamiento de tubos circulares o de sección cuadrada, ya que son estructuras sencillas, relativamente baratas de fabricar y eficientes en términos de absorción de energía, pero también existen artículos sobre otros tipos de sección, como secciones hexagonales o secciones tipo hat.

Expertos de la industria del aluminio de Noruega, junto con el Departamento de Ingeniería Estructural de Noruega (NTNU), centraron su análisis en analizar el comportamiento estático y dinámico de tubos cuadrados de pared delgada de aluminio variando el modo de templado de la pieza, su espesor, y la velocidad de impacto, comparando si existen diferencias entre los ensayos estáticos y dinámicos.[1] También sobre vigas rectangulares de aluminio fue analizado en China por el “College of Material Science and Technology, Lanzhou University of Technology (LUT)”, la influencia del espesor, la longitud de la viga y la velocidad de impacto en el comportamiento de estas estructuras frente a un choque. [2]

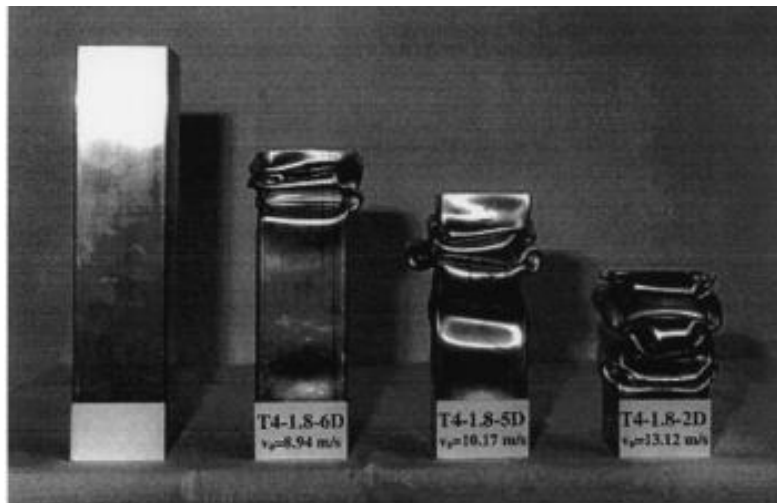


Figura 2.1. Modos de deformación de tubos cuadrados. [1]

En el estudio realizado por la Universidad Paul Verlaine de Francia y la Universidad Carlos III de Madrid, con la colaboración de Ramón Zaera, analizaron tubos rectangulares de acero. En este caso, su principal objetivo fue demostrar el efecto que tiene la propagación de las ondas elásticas sobre la deformación del tubo, así como el comportamiento plástico en las zonas de plegado. Se realizaron numerosas simulaciones para demostrar la tremenda relación que existe entre la velocidad de deformación de la pieza, con el proceso de reverberación de la onda elástica en la zona empotrada del ensayo. [7]

El Departamento de Mecanismos de la Universidad de Huazhong fue un poco más allá en el análisis de las estructuras de sección cuadrada. La mayor parte de la energía plástica en un tubo de sección cuadrada se disipa en los cuatro puntos mostrados en la figura 2.2, por tanto, es interesante analizar cómo puedo sacar beneficio de esto. [5]

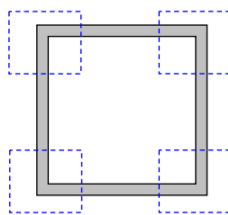


Figura 2.2 Esquinas de sección cuadrada. [5]

Analizaron que influencia tiene variar el espesor dentro de la propia sección en la energía específica absorbida ( $Se$ ), en la fuerza máxima de choque, en la fuerza media ejercida y en la distancia efectiva de impacto, que es la distancia a partir de la cual la fuerza de impacto empieza a decrecer drásticamente. Para ello definieron dos tipos de estructuras, las SSG, donde únicamente se varía la sección de la cara interna del cuadrado, y la DSG, donde las dos secciones se modifican para aumentar el espesor en los bordes.

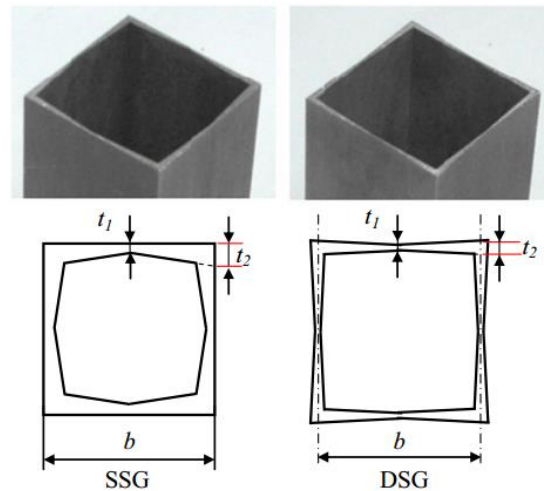


Figura 2.3 Muestras de perfiles de sección cuadrada con variación espesor. [5]

Sobre tubos circulares se han realizado multitud de estudios analizando diferentes características, pero se suelen centrar en la influencia del ratio diámetro espesor ( $D/t$ ). El instituto de Vibraciones de La Universidad de Hannover añadió al objetivo de maximizar la energía específica ( $Se$ ), el estudio de la longitud de la ola de plegado que se produce en tubos de aluminio sometidos a impacto axial.

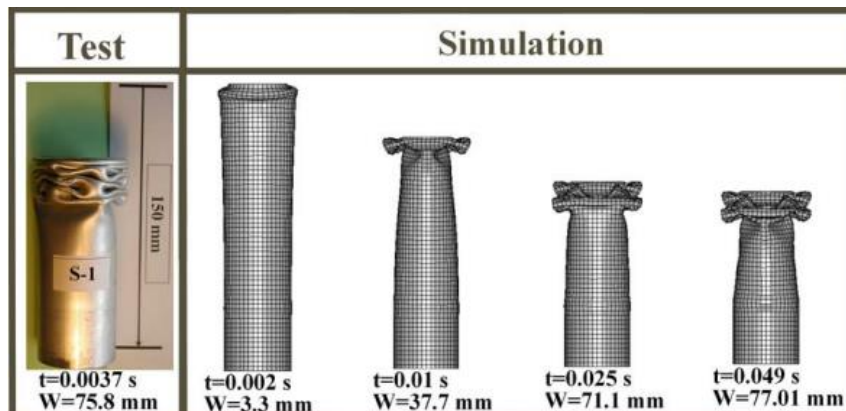


Figura 2.4. Deformación de un tubo circular. [4]

En 2002, el departamento de Ingeniería Mecánica de Turín realizó un estudio sobre el comportamiento de estructuras tubulares de pared delgada con el propósito de agrupar la maximización de la energía absorbida y la minimización del pico máximo de deceleración en un único objetivo, que fue la búsqueda de la minimización del ratio entre la deceleración máxima y la deceleración media durante el choque. [3]. Para esto analizaron cómo variar las dimensiones de estrechamientos realizados sobre tubos circulares en uno de sus extremos.

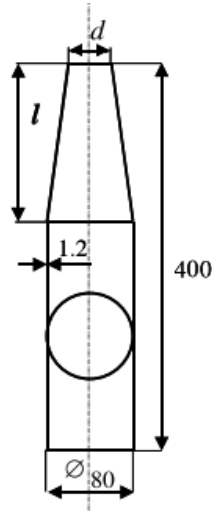


Figura 2.5. Dimensiones a modificar en el estudio sobre tubos circulares con estrechamiento. [3]

En la Universidad China de Hunan, con la colaboración de la Universidad de Sydney (Australia), analizaron la energía específica absorbida y la deceleración máxima experimentada sobre estructuras de aluminio de sección hexagonal, diferenciando entre secciones hexagonales simples (SC) y secciones hexagonales múltiples (MC) (véase Fig 2.6) [9].

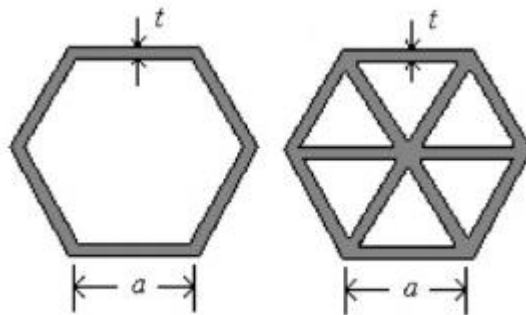


Figura 2.6. Sección hexagonal simple y hexagonal múltiple [9]

Para analizar correctamente la influencia de modificar las diferentes variables presentes en el ensayo, primero es importante conocer cómo se comportan las estructuras destinadas a absorber impactos.

La función principal de las estructuras diseñadas para absorber impactos es absorber una alta cantidad de energía para garantizar la seguridad de los pasajeros, minimizando la aceleración sufrida. Para esto, la estructura se tiene que deformar mediante un proceso de colapso y formación de pliegues durante su deformación plástica de una forma controlada. [7]

Los modelos de deformación dependen tanto de la sección como de las dimensiones de esta misma. A continuación se van a definir los principales modos de deformación para algunas secciones típicas en el diseño de estas estructuras.

Al someter un tubo circular a un choque axial, tomando como parámetros característicos la longitud y las dimensiones de la sección, se encuentran diferentes patrones de comportamiento al choque. Un tubo circular de diámetro medio  $D$  y espesor  $t$ , se deforma de una manera eficiente en términos de absorción de energía de tres modos, mediante la formación de pliegues simétricos (modelo concertina), no simétricos (modelo diamond), o la mezcla de ambos. En los ensayos de choque realizados sobre tubos circulares por K.Yamaki [11], se muestran estas tres típicas formas de deformación experimentadas por estos tubos, plegado simétrico, plegado asimétrico y pandeo vertical.

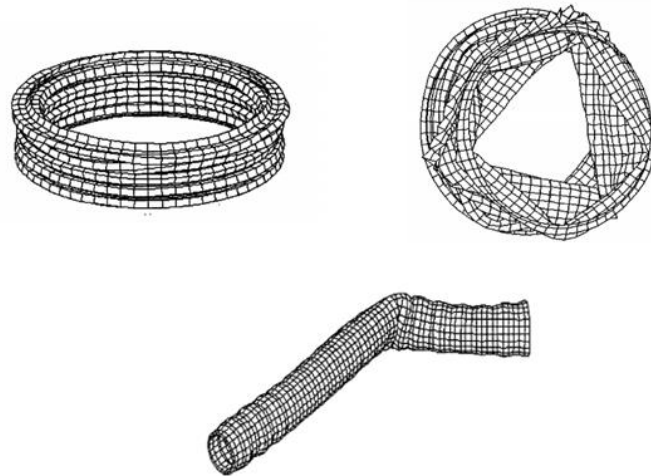


Figura 2.7. Modelos de deformación a) Plegado Simétrico b) Plegado asimétrico c) Pandeo vertical [11]

- En el primer caso se forman cinco arrugas simétricas de unos 19mm de longitud, mientras que el segundo caso comienza por un plegado circular, pasando a uno triangular, para terminar con un pentágono como forma de plegado. Este cambio de patrón de plegado se debe al ir variando el ratio radio espesor. Por último se muestra un tubo que ha sufrido pandeo.

En las estructuras de sección cuadrada, como se observa en la siguiente figura, los mecanismos básicos de plegado definidos por Wierzbicki y Abramowicz consisten en 4 elementos trapezoidales, dos superficies cilíndricas horizontales, dos superficies cónicas inclinadas y una superficie toroidal.

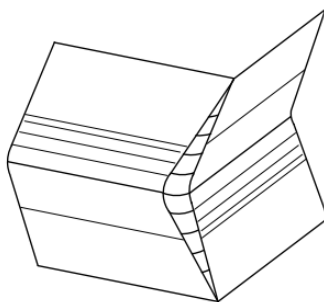
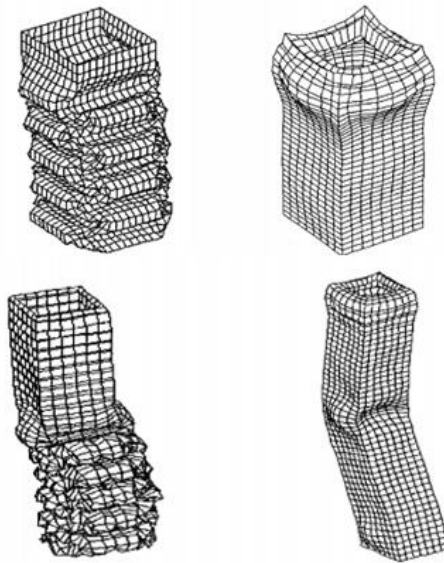


Figura 2.8 Mecanismos de plegado por Wierzbicki y Abramowicz. [4]

Estos mecanismos básicos de plegado van a deformarse de diferente manera según los parámetros dimensionales que tengamos. Variando la relación ancho de cara espesor, el estudio realizado por la Universidad de Kanazawa (Japón) estableció cuatro formas típicas de deformación tras impacto en estas estructuras.



**Figura 2.9. Modelos de deformación de tubos de sección cuadrada a) Plegado Simétrico b) Plegado extensional c) Pandeo iniciado por plegado simétrico d) Pandeo**

- En el primer caso se crean cinco pliegues simétricos, siendo cada pliegue de la siguiente forma. Se pliegan dos caras opuestas hacia dentro mientras que las dos caras opuestas restantes se pliegan hacia afuera, quedando la forma que se muestra en la figura 2.9 a). Para el caso en el que la deformación es simétrica, el Departamento de Mecanismos de la Universidad de Huazhong [5], propone una fórmula para calcular la fuerza media de choque ( $P_m$ ), en función del límite elástico del material ( $\sigma_0$ ), el espesor ( $t$ ) y el ancho de la pieza ( $b$ ):

$$P_m = 13.06\sigma_0 b^{1/3} t^{5/3}$$

**Figura 2.10 Fórmula Fuerza Media**

- En el caso del tubo más corto y grueso, figura 2.9 b), se forma un único pliegue de gran extensión, finalizando aquí el plegado ya que el impacto aplicado no era capaz de deformar más el tubo. Se sabe gracias al estudio realizado por Abramowicz and Jones ‘*Dynamic axial crushing of square tubes*’, que este proceso de deformación únicamente se produce cuando la relación ancho espesor ( $b/t$ ), es menor de 7,5.
- El modelo c) es similar al primero, se producen cinco plegados simétricos pero en este caso se produce el pandeo del tubo. Se considera que el plegado simétrico puede introducir perturbaciones en la parte del tubo sin deformarse y provocar el pandeo en esta zona.
- Por último, el tubo más largo y grueso de todos, figura 2.9 d), presenta una deformación mezcla de los casos b) y c). En primer lugar se produce un plegado de gran extensión para finalizar con el pandeo de la pieza.[11]



Para las estructuras de sección cuadrada con espesor variable no existe una relación establecida entre el modo de colapso y la variación de espesor existente, por tanto hay que estudiar los casos analizados para establecer algún patrón característico. [5]. Todos los especímenes, tanto los SSG como los DSG, presentan un modo de deformación con pliegues de poca extensión, formándose en la mayoría de los especímenes desde la parte inferior hacia arriba. Como conclusión, se aprecia que los pliegues se hacen más y más grandes al ir aumentando el espesor en las esquinas.



Figura 2.11. Modos de deformación de tubos cuadrados con variación d espesor. [5]

El tipo de ensayo realizado, estático o dinámico, también influye en los modelos de deformación finales de la pieza. En el estudio *‘Crash behaviour of thin-walled aluminium members’*, observaron que en los ensayos estáticos se conseguía una deformación homogénea en forma de pliegues (véase fig 2.12 a)), y el número de pliegues dependía del tipo de templado de la pieza, es decir, la distancia de choque efectiva para crear un pliegue depende del templado que se haya realizado en la pieza. Por otro lado, en los ensayos dinámicos en ningún tipo de pieza se encontraron formación de pliegues homogénea. Un aspecto a destacar fue la creación de pliegues en las piezas templadas a temperatura ambiente en los dos extremos de la pieza, tanto en el libre como en el empotrado. Para velocidades de impacto muy bajas, los pliegues formados tienen una amplitud pequeña. [1]

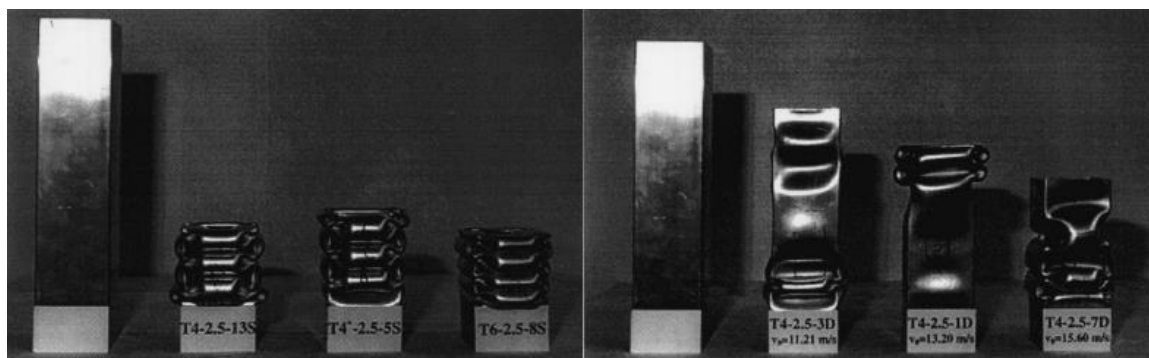


Figura 2.12. Modelo de deformación a) Ensayo estático b) Ensayo dinámico. [1]



La deformación sufrida en vigas de sección hexagonal definida en la figura 2.13, muestra que ambos tipos de sección siguen un patrón de plegado estable. Se aprecia que el tipo de sección SC se deforma de manera más simétrica con plegados desde un único lado. Por otro lado, la sección MC, sufre la formación de pliegues en los dos extremos de la estructura.

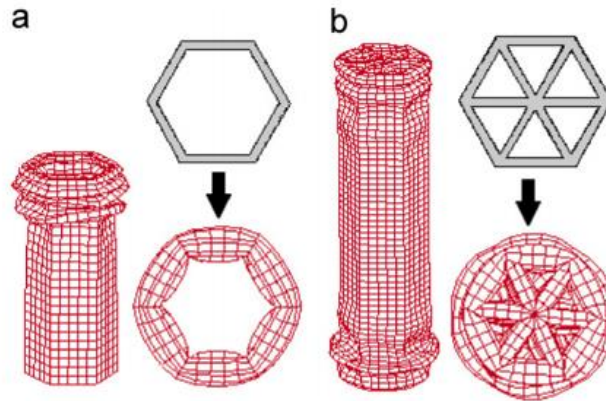


Figura 2.13. Deformación en a) Viga Hexagonal simple (SC) b) Viga Hexagonal múltiple (MC). [9]

La forma típica de la curva fuerza frente a desplazamiento de un choque sobre una pieza de aluminio se muestra en la figura 2.14. Presenta un pico inicial que representa el primer impacto, seguido de un patrón de picos y valles correspondientes a la formación de pliegues en la pieza. [4] [11]

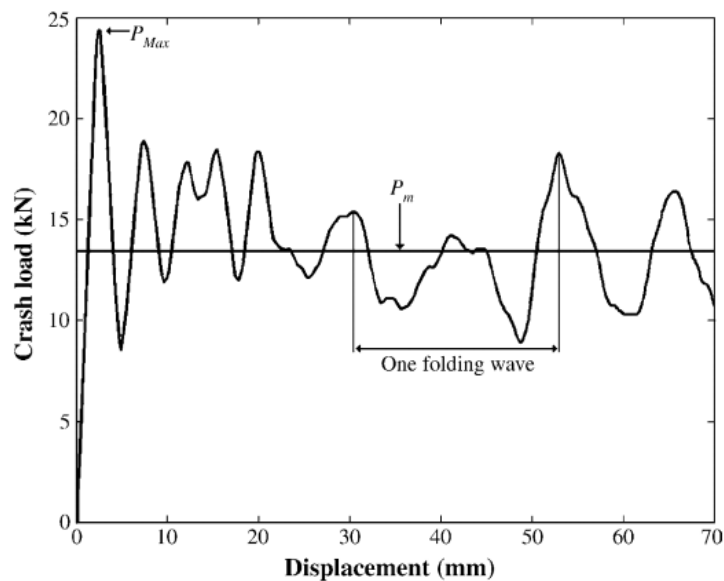


Figura 2.14. Curva Fuerza vs Desplazamiento [4]

Una solución para reducir este primer valor de fuerza es estrechar de manera cónica el extremo donde se produce el choque. Este estrechamiento hace que esa primera parte del tubo sea más ligera, reduciendo ese pico de fuerza. Una buena selección de las dimensiones del estrechamiento otorga una reducción del máximo valor de fuerza sin afectar al comportamiento global de todo el tubo, es decir, sin reducir la fuerza media durante el choque frente al desplazamiento. [3]



Figura 2.15 Deformación de Tubo con estrechamiento [3]

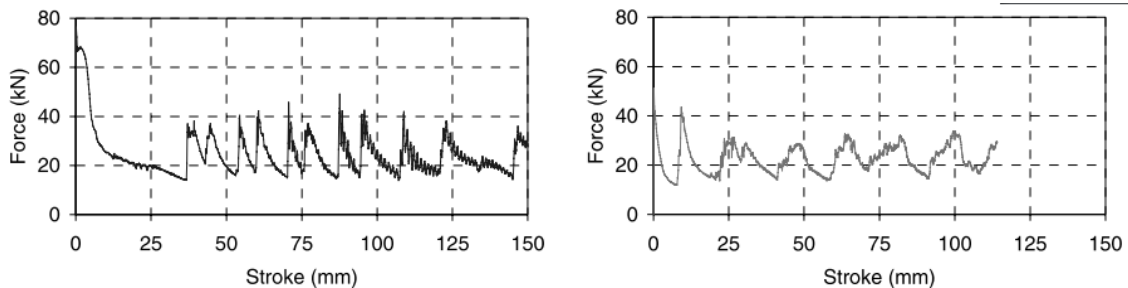


Figura 2.16 Fuerza vs Desplazamiento a) Sin estrechamiento b) Con estrechamiento. [3]

Estas gráficas también dependen del tipo de deformación que presenta la estructura. En tubos circulares, la deformación experimentada puede ser de diferentes tipos. Para el primer caso de la figura 2.7, se observa en la gráfica fuerza frente a tiempo, (véase Fig 2.17) que durante la formación del primer plegado, se producen 5 picos de fuerza, mientras que durante la formación del segundo plegado únicamente aparecen 2 picos. Estos primeros cinco picos corresponden con el colapso inicial del tubo, durante el cual el tubo todavía se comporta elásticamente. Posteriormente, se produce un decrecimiento brusco de la fuerza, seguido de picos y valles establecidos en una fuerza media relativamente constante. Los últimos picos se producen cuando el cilindro no se puede plegar más y se aplasta sobre si mismo.

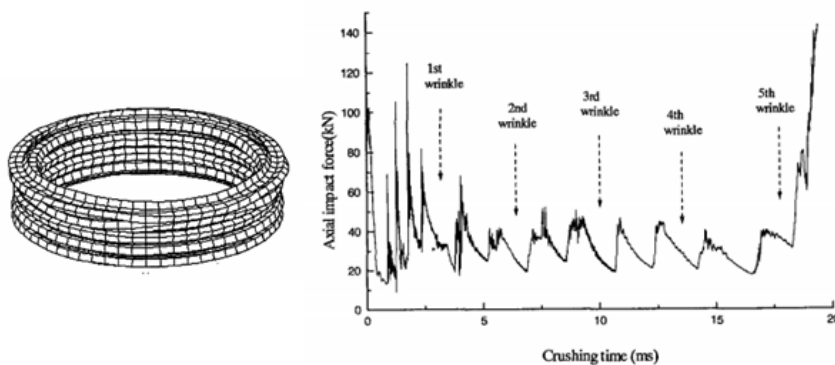


Figura 2.17. Fuerza frente a desplazamiento de plegado simétrico

Para el segundo caso, plegado asimétrico, la gráfica fuerza frente a tiempo (Fig 2.18) muestra un aspecto similar al primero pero con algunos matices. Los primeros picos de fuerza, aunque son de menor valor, presentan unas características similares al del plegado simétrico. Posteriormente, al producirse el plegado triangular y pentagonal viene la diferencia. Los picos y valles de fuerza son mucho más seguidos.

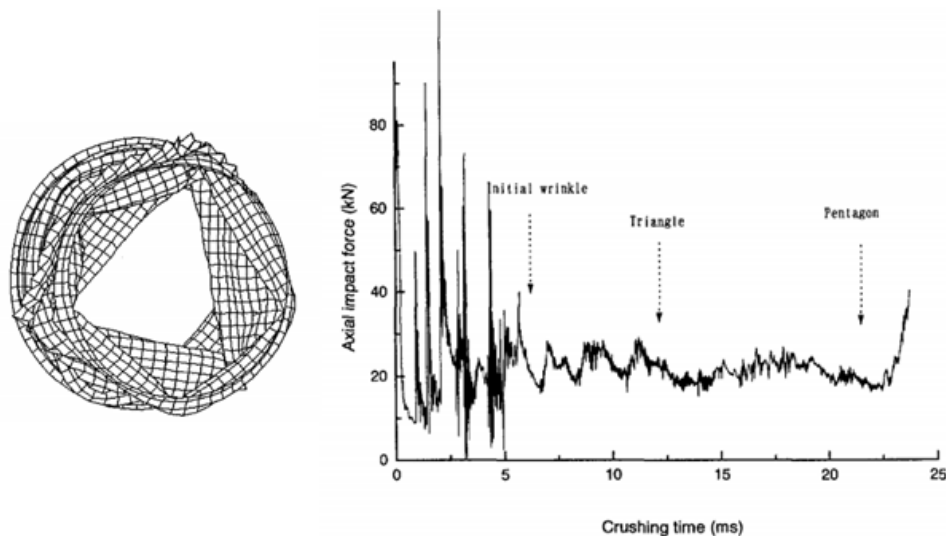


Figura 2.18.Gráfica Fuerza vs Tiempo de Tubo Plegado Asimétricamente. [11]

En el caso en el que se produce el pandeo de la pieza, la gráfica muestra una forma totalmente diferente. En el momento en el que se produce el pandeo de la pieza, la fuerza axial de impacto decrece bruscamente, como se puede observar en la siguiente figura.

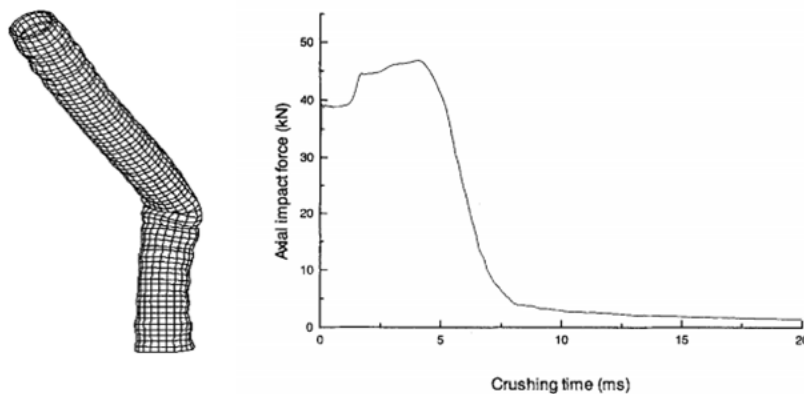


Figura 2.19.Gráfica Fuerza vs Tiempo de tubo deformado por pandeo. [11]

En la estructura de sección cuadrada plegada simétricamente se puede observar claramente la causa de cada pico de fuerza y el plegado que lleva asociado. Se puede apreciar que en los primeros instantes del impacto se forman pliegues de muy poca amplitud que se desarrollan elásticamente y desaparecen cuando el primer plegado se deforma. Durante el proceso de formación de un pliegue aparecen dos picos de fuerza axial de impacto, un pico de fuerza relativo al pliegue hacia el interior, y otro debido al pliegue hacia el exterior de la pieza.

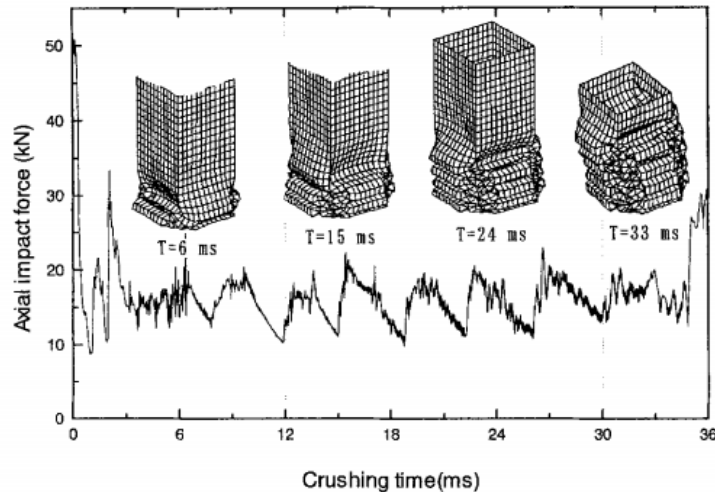


Figura 2.20. Fuerza vs tiempo de tubo de sección cuadrada plegada simétricamente. [11]

Esta forma característica es común tanto para ensayos estáticos como dinámicos, como se aprecia en la figura 2.21, y la única diferencia es la magnitud del primer pico de fuerza, bastante mayor en el caso de ensayo dinámico. La diferencia inicial entre el ensayo dinámico y estático en la fuerza axial (del orden del doble), se va reduciendo hasta llegar a ser prácticamente la misma al avanzar en el desplazamiento.

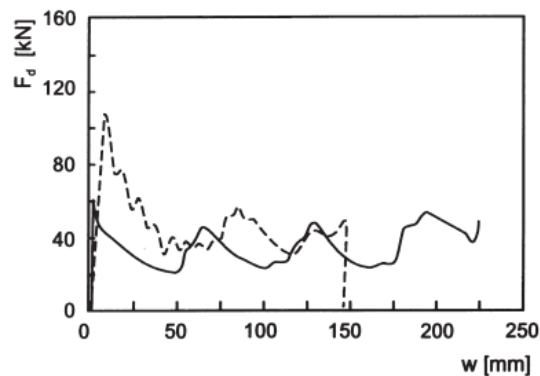


Figura 2.21 Curvas Fuerza vs Desplazamiento ----dinámicos, estáticos. [1]

La curva fuerza desplazamiento está totalmente condicionada por el modelo de deformación de la pieza. En los ensayos estáticos, un caso que influye de manera directa en esta curva es la aparición de grietas en la estructura, teniendo grandes consecuencias. Como se observa en la siguiente figura, en el momento que aparece la grieta, la capacidad de absorber energía de la pieza desaparece a la vez que la capacidad de soportar fuerza axial de impacto.

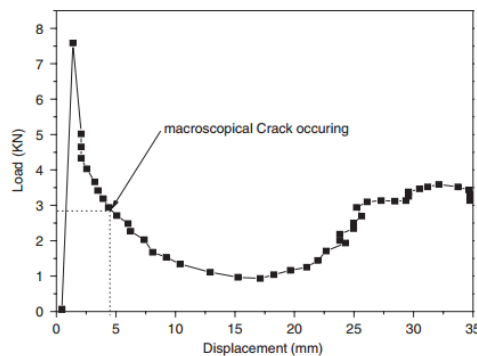


Figura 2.22. Curva fuerza vs desplazamiento en un tubo cuadrado con la aparición de una grieta. [2]

Las curvas de fuerza frente a desplazamiento de los tubos cuadrados con variación de espesor siguen un patrón muy similar a las de los tubos de sección cuadrada normales, aunque presentan algunas irregularidades al comparar los test y las simulaciones. Como se puede observar, la fuerza media de choque es superior a la del tubo de espesor uniforme, en torno a un 30% más.

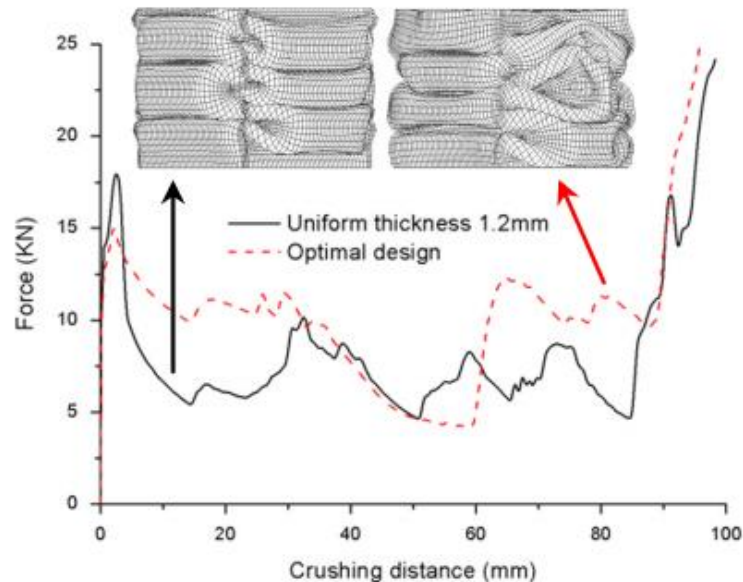


Figura 2.23. Comparativa de Fuerza vs Desplazamiento de tubo cuadrado de espesor uniforme frente a tubo cuadrado con variación de espesor. [5]

La elección del material de los ‘crash box’ es fundamental para obtener resultados útiles de nuestros ensayos. Por ejemplo, en los aceros blandos, se observa que tras varios test realizados a diferentes tensiones en condiciones cuasi estáticas, se puede estudiar de forma muy precisa como varía su tensión de endurecimiento teniendo en cuenta su velocidad de deformación y efectos de la temperatura (Fig 2.24). Además, el comportamiento plástico isotrópico de este material permite el uso de funciones de aproximación para modelizar estas simulaciones sencillas, como las de Johnson-Cook. [7]

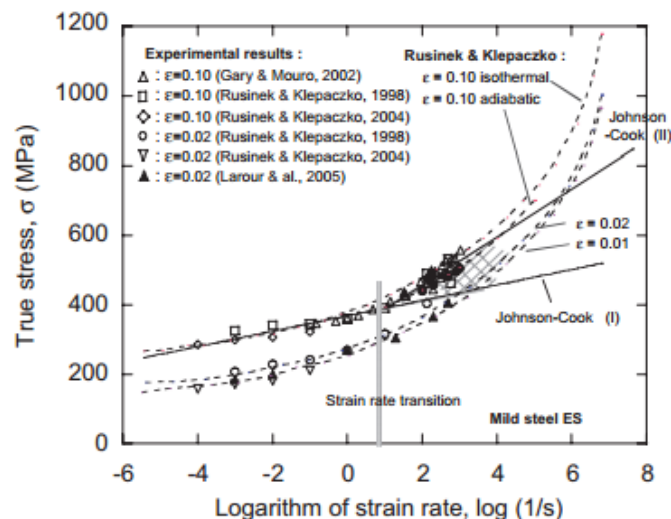


Figura 2.24. Variación de la velocidad de deformación en aceros blandos. Comparativa de estudios teóricos y simulaciones. [7]

El problema de aproximar las simulaciones a estos modelos constitutivos lineales es que para ciertos casos no son muy precisos. Por ejemplo, para velocidades de deformación plástica superiores a  $1000 \text{ s}^{-1}$ , se producen grandes errores durante los primeros intervalos del choque. Por esto, es necesario para las simulaciones numéricas definir el comportamiento visco-plástico para muchas velocidades de deformación.

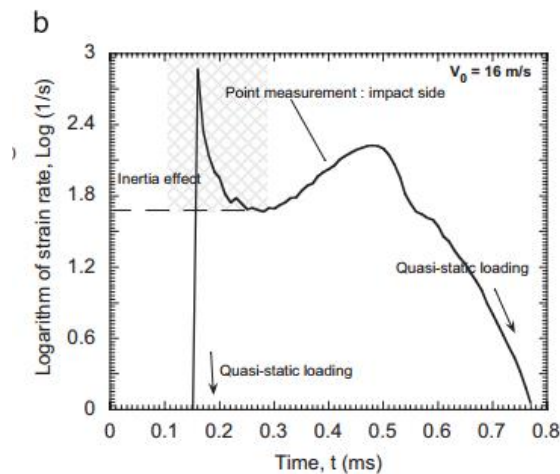


Figura 2.25. Estimación de la velocidad de deformación durante el ensayo de choque. [7]

Durante el proceso de fabricación de las estructuras se está actuando directamente en propiedades que van a ser determinantes en su comportamiento. Tras el laminado de las piezas de acero, estas estructuras sufren operaciones con diferentes parámetros de carga, como plegados, elongaciones...a diferentes velocidades de producción, que influyen en sus propiedades plásticas finales y por tanto en su respuesta a los ensayos de choque. Por ejemplo, para los TRIP, durante el proceso de fabricación la fase inicial de austenita se transforma en martensita, mucho más dura, afectando directamente a la tensión máxima admisible y a velocidad de endurecimiento de la pieza. [7]

En la figura 2.26 se muestra el rango admisible de tensiones para diseñar un ‘crash box’ para diferentes velocidades de deformación plástica y diferentes valores de coeficientes de fricción ( $\mu$ ). Se observa que para altas velocidades de deformación plástica ( $5000 \text{ s}^{-1}$ ), el margen de tensiones admisible decrece sustancialmente debido al ser proceso adiabático.

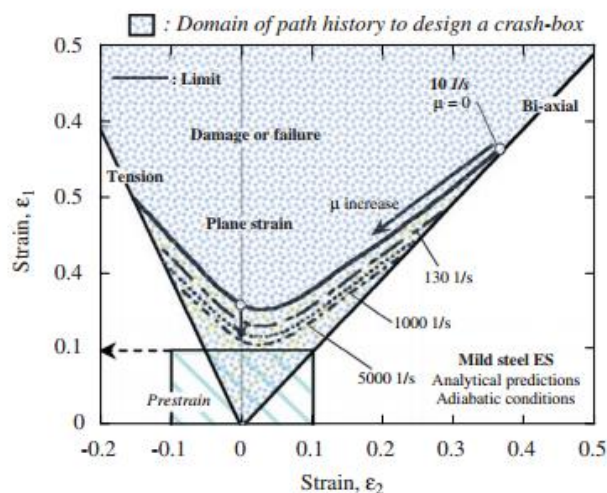


Figura 2.26. Predicción analítica del diagrama de fabricación límite de aceros para diferentes velocidades de producción en condiciones adiabáticas. [7]



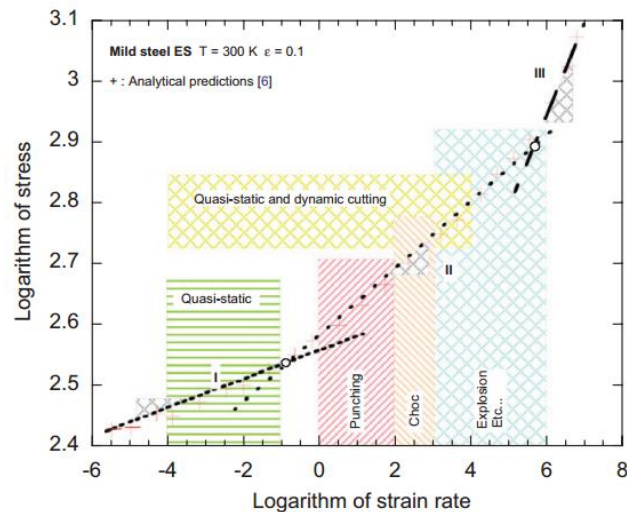


Figura 2.27. Velocidades de deformación admisible para diferentes ensayos. [7]

La influencia de la temperatura es altísima en el comportamiento del material. Un proceso adiabático está relacionado con un ablandamiento de la estructura. Este ablandamiento producido por la temperatura, altera las propiedades plásticas del material, modifica la velocidad de endurecimiento de este y como consecuencia, el proceso de propagación de la onda plástica por la pieza. Se observa que para velocidades de deformación de  $10^{-1}\text{ s}^{-1}$ , la velocidad de endurecimiento se reduce para bajas temperaturas pero no para velocidades de deformación de  $10^{-4}\text{ s}^{-1}$ . Esto es debido a que estas velocidades no se alcanza la transición de isoterma a adiabático.

Tener en cuenta en la simulación los aumentos de temperatura durante el ensayo es muy difícil. Estos aumentos son locales, afectando únicamente a las zonas de plegado de la pieza.

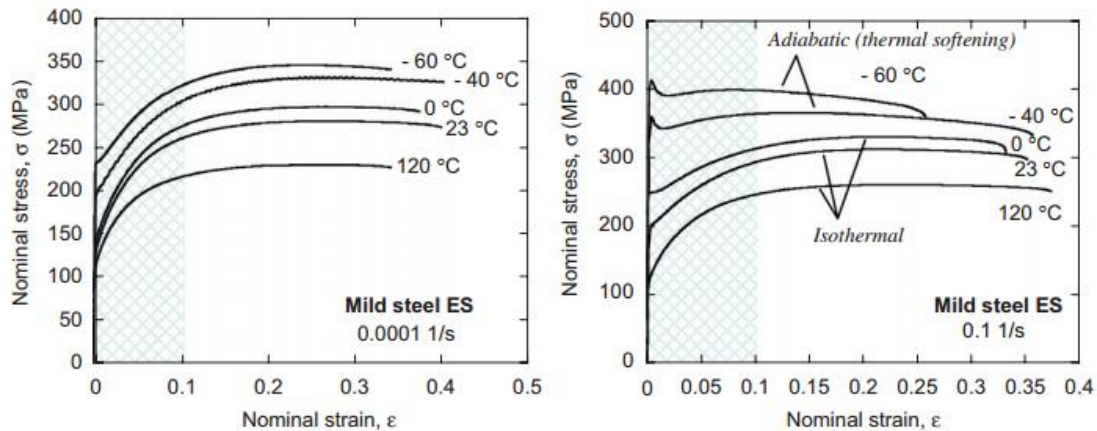


Figura 2.28. Influencia de la temperatura inicial y velocidad de deformación en el endurecimiento de aceros blandos a)  $10^{-4}\text{ s}^{-1}$  b)  $10^{-1}\text{ s}^{-1}$ . [7]

En resumen, para analizar bien el comportamiento de un ‘crash box’, es necesario realizar una buena aproximación del factor de velocidad de deformación ( $m$ ), así como de la tensión de endurecimiento del material a una temperatura ( $T$ ) y para una velocidad de deformación plástica.

Todo este tipo de estudios se realizan mediante dos metodologías, ensayos estáticos o ensayos dinámicos. A continuación se detallan las principales características de cada uno de ellos, para posteriormente definir las particularidades de algunos de estos estudios.

#### a) Ensayos Estáticos

En los ensayos estáticos, la principal característica es la baja o nula velocidad de impacto, mientras se aplica una carga continua y controlada. Un esquema básico de este tipo de ensayos es el mostrado en las siguientes figuras, donde se representa un tubo empotrado en uno de sus extremos y que va a ser comprimido mediante la aplicación de una fuerza  $F_s$ .

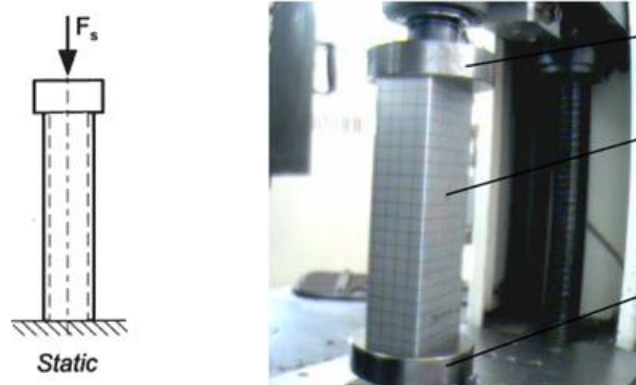


Figura 2.29. Esquema ensayo estático. [1]

#### b) Ensayos Dinámicos

En este tipo de ensayos, se dispone de una masa acelerada hasta una velocidad  $V$  que se va a empotrar sobre el extremo libre de nuestro 'crash box'. El esquema básico de este ensayo sería el siguiente:

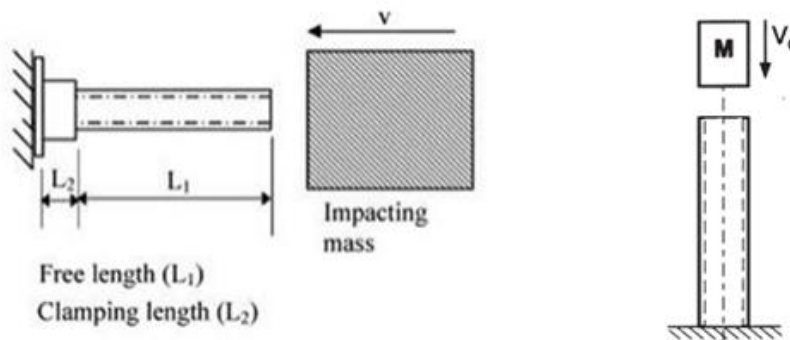


Figura 2.30. Esquemas básicos de un Ensayo dinámico. [1]

Como se observa en la figura 2.30, se dispone de una masa a una velocidad  $V$  que va a impactar sobre el extremo libre de la estructura. Se visualizan dos longitudes,  $L_1$ , que es la longitud libre del elemento, y  $L_2$ , la longitud del elemento empotrada, que lo estará sobre un bloque de hormigón o de acero de alta resistencia

En nuestro caso, como en la simulación numérica se puede empotrar directamente la cara del elemento,  $L_2=0\text{m}$  y  $L_1=\text{longitud total de la pieza}$ .



Dentro de los ensayos dinámicos, existen diferentes montajes y procedimientos para proyectar la masa M sobre el ‘crash box’. En la siguiente figura se muestran dos de ellos:

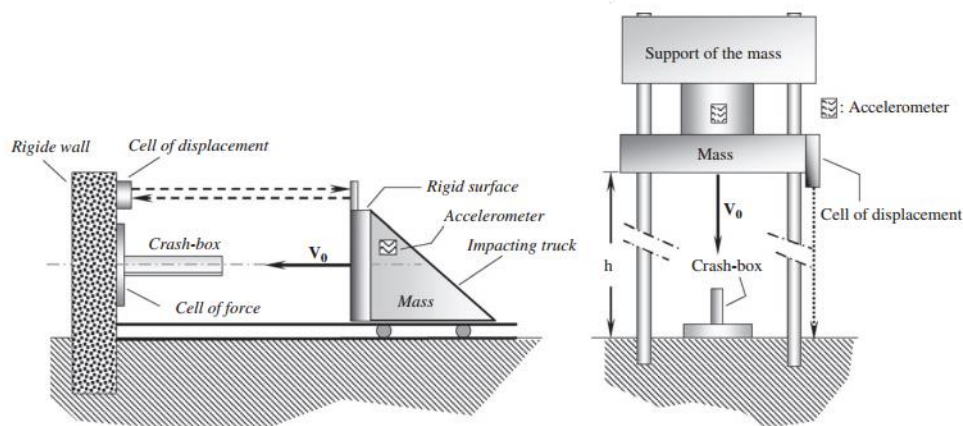


Figura 2.31. Tipos de montaje para ensayo dinámico. [6]

En el primer caso, la masa es acelerada hasta una velocidad inicial  $V_0$  mediante un cilindro hidráulico o en algunas ocasiones mediante una explosión. Esta masa va a chocar con la estructura que está empotrada en una pared rígida de acero duro o de hormigón.

El segundo tipo de montaje consiste en una torre que deja caer una masa M desde una altura h, que será el parámetro que determine la velocidad inicial, mediante la fórmula:

$$V_0 = \sqrt{2gh} \quad (1)$$

En este caso, la velocidad máxima está limitada por la altura de la torre, por tanto este modelo se utiliza para ensayos con velocidades no muy altas.

En cada estudio realizado, utilizan variaciones muy leves de la definición de ensayo explicada previamente.

En el estudio realizado sobre estructuras de sección hexagonal, la simulación consiste en una viga de longitud  $L=400\text{mm}$ , con una masa de 500kg adherida a uno de sus extremos, que impacta sobre una pared rígida a 10m/s. [9]

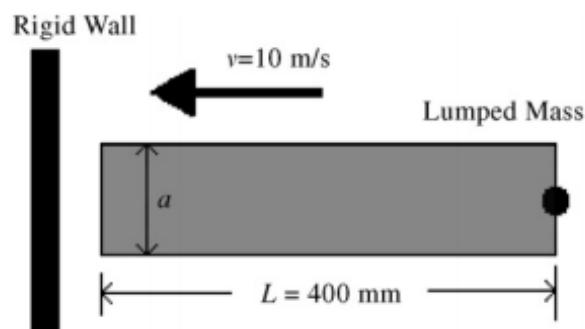


Figura 2.32. Esquema de la simulación realizada sobre tubo hexagonal. [9]

El modelo de ensayo realizado sobre las probetas cuadradas consistió en un esquema similar al mostrado en la figura 2.31. El sistema consiste en un cilindro neumático (A), un proyectil (B), unas guías para el proyectil (C) y un soporte para colocar la pieza (D). La pieza se encuentra sujeta en uno de sus extremos como si estuviese empotrada y libre en el extremo donde va a sufrir el impacto por el proyectil. Sobre el proyectil colocaron unas galgas extensiométricas para medir las fuerzas de contacto entre este y la pieza a ensayar. Asumiendo el proyectil como un objeto rígido, los desplazamientos en la pieza fueron calculados mediante dobles integrales de la fuerza sufrida en el proyectil frente al desplazamiento, filtrando las vibraciones elásticas sufridas en el propio proyectil durante el impacto. Para el estudio tanto estático como dinámico, escogieron piezas con tres formas de templado y tres espesores diferentes, que sufrirían el impacto del proyectil a diferentes velocidades. [1]

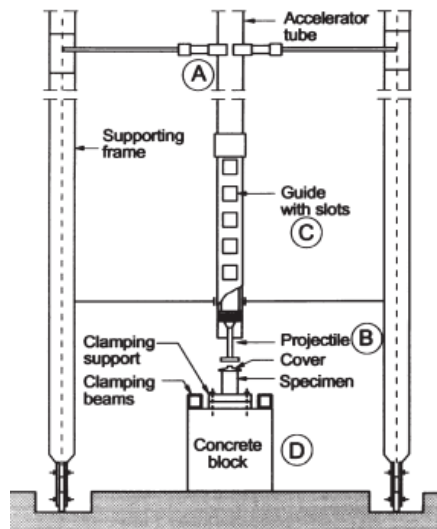


Figura 2.33. Esquema modelo del ensayo sobre tubos cuadrados. [1]

El esquema del ensayo realizado sobre tubos de sección cuadrada en el estudio *‘Crashworthiness assessment of square aluminum extrusions considering the damage evolution’*, es muy similar al definido anteriormente. En este caso el elemento a ensayar está comprendido entre dos placas de acero, que en los casos de ensayo estático, la placa superior descenderá para comprimir el tubo a una velocidad de 1mm/min, mientras que para los casos quasi-estáticos, descenderá a unas velocidades comprendidas entre 0,63 y 3,33m/s. [2]

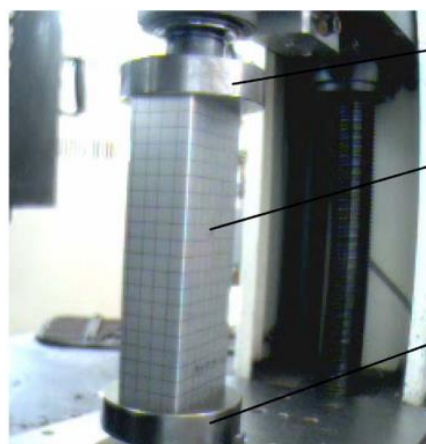


Figura 2.34. Esquema de ensayos. [2]

La mayor parte de estos estudios tienen dos escenarios, uno real y otro simulado. La utilización de simulaciones tiene que estar soportada por datos prácticos realizados sobre piezas reales para cerciorar su validez.

La simulación en el estudio *‘Crash behaviour of thin-walled aluminium members’*, se realiza en el código computacional LS-DYNA, para comprobar la fiabilidad de las predicciones teóricas realizadas. Para reducir el coste computacional, la simulación se realiza únicamente sobre un modelo de pieza (templada al ambiente) y sobre un cuarto de esta, ya que se la deformación experimentada es de carácter simétrica. El elemento es modelado mediante el modelo Belytschko-Lin-Tsay Shell, mientras que el proyectil se crea como elemento sólido rígido. Para la simulación se analizaron dos posiciones de la pieza, una al principio y otra a la mitad de la pieza, obteniendo valores de la curva fuerza-desplazamiento muy semejantes a las predicciones teóricas, como se puede observar en las siguientes figuras:

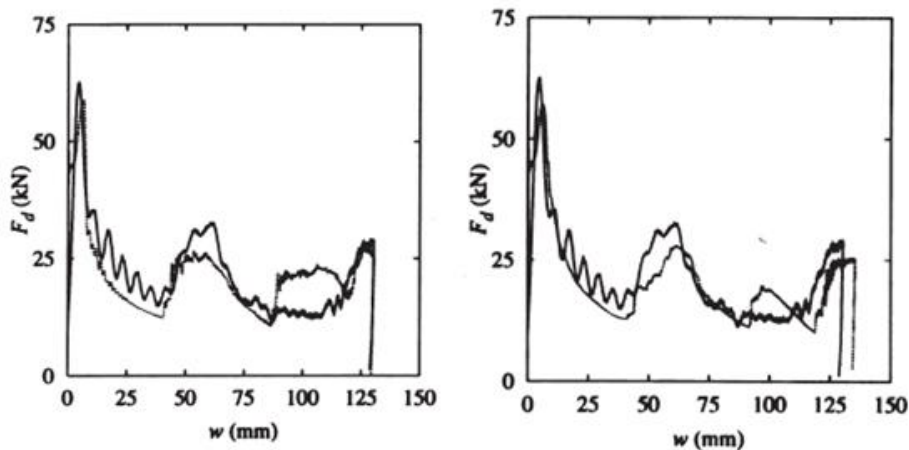


Figura 2.35. Curvas Fuerza vs Desplazamiento a) Posición media b) Posición inicial. [1]

La simulación realizada en la Universidad de Lanzhou sobre piezas rectangulares utilizó el código computacional ABAQUS. En este caso, como tanto deformaciones simétricas como asimétricas fueron observadas durante los casos prácticos, los elementos fueron modelados en su totalidad, con un tipo de mallado S4R. La placa de acero que impacta sobre el espécimen fue modelada mediante un mallado R3D4. El contacto de los pliegues de la propia pieza fue definido con un algoritmo de doble contacto entre superficies con un coeficiente de fricción de 0,15, para estudiar el efecto de la fricción en el contacto entre dos superficies.

Como se muestra la figura 2.36, se puede apreciar una gran similitud en la forma del deformado del ensayo práctico y de la simulación, lo que certifica una buena definición del problema en la simulación.

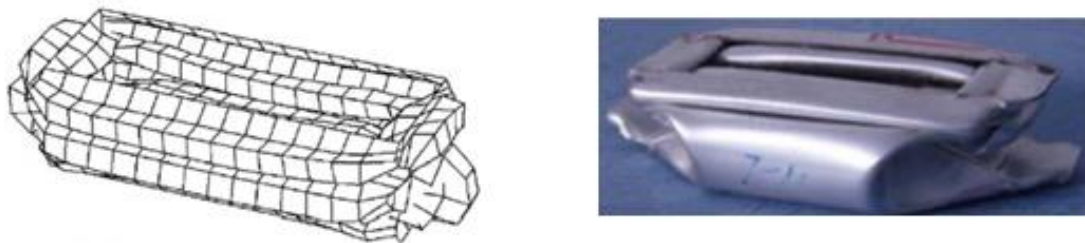


Figura 2.36. Comparación de la deformación en a) Simulación numérica b) Caso Práctico. [2]

En la siguiente figura se aprecia que la simulación en la que se han incluido las imperfecciones geométricas, así como la influencia de la aparición de daños, muestra una curva de fuerza frente a desplazamiento más semejante a la de los test realizados, aunque en el momento en que se produce la fractura, la curva de la simulación se precipita debido a la degeneración del material.

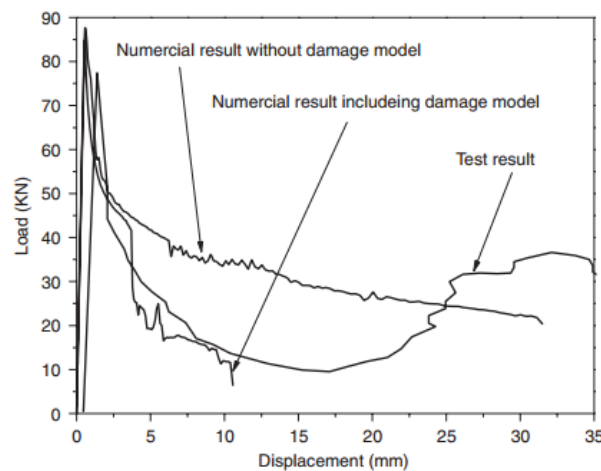


Figura 2.37. Comparación Fuerza vs Desplazamiento de simulación y test. [2]

El código de elementos finitos LS-DYNA, se utiliza para simular ‘crash test’ sobre tubos cuadrados con variación de espesor. Como se observa en la figura 2.38, los tubos serán impactados por un plano rígido a una velocidad establecida. Debido a la simetría del modo de deformación apreciado en los especímenes, solo un cuarto del elemento será analizado para reducir el tiempo computacional. Para determinar el tamaño preciso de mallado, se crean tres elementos en la dirección del espesor sacando como dato que el mallado en la dirección del ancho y longitud del tubo tiene que ser menor que 1,5mm para todos los casos. Se establecen dos tipos de contactos, contacto simple de superficies, para tener en cuenta el contacto propio de la estructura al deformarse, y contacto nodo-superficie, entre el elemento y el plano rígido de choque, con un coeficiente de fricción en ambas de 0,15. Dos aspectos tienen que cumplirse para verificar la simulación cuasi-estática. En primer lugar, la energía cinética tiene que ser muy pequeña en comparación a la energía interna durante el impacto, y en segundo lugar, la curva fuerza-desplazamiento tiene que ser independiente de la velocidad de impacto.

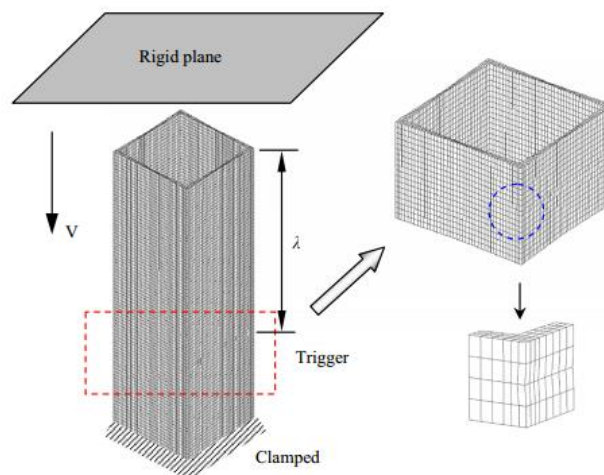


Figura 2.38. Simulación de ‘crash test’. [5]

Al igual que en los caso anteriores, los datos obtenidos en las simulaciones son muy similares a los test. Los datos recogidos en la figura 2.46 así lo confirman. La distancia efectiva de impacto únicamente varía entre los ensayos y las simulaciones en 3mm, es decir el error máximo es de un 5% entre ambas situaciones. La fuerza de impacto, la fuerza media y los valores de energía específica obtenidos en las simulaciones también presentan fiabilidad, los datos obtenidos no difieren más de un 10% del valor real. Por otro lado, como se observa en la siguiente figura, la deformación simulada es asombrosamente parecida a la real, incluso algunos detalles como el número o el tamaño de los pliegues coinciden.

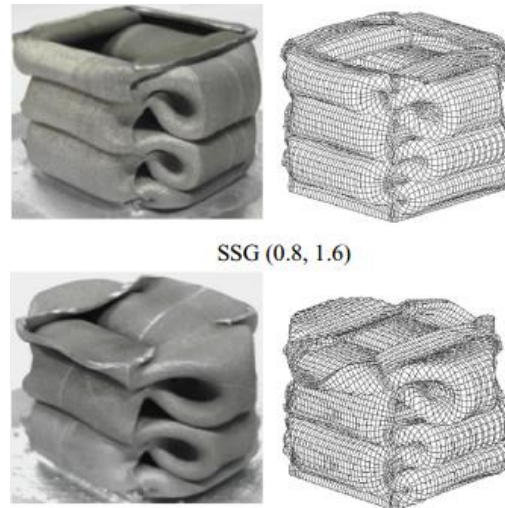


Figura 2.39. Comparación de test frente a simulación. [5]

En todos estos estudios realizados, lo que se busca es sacar conclusiones sobre la influencia de distintas características o variables dimensionales sobre la capacidad de absorber energía de estas estructuras.

Tras estas simulaciones, queda ratificado que sobre tubos circulares, el ratio radio espesor ( $R/t$ ) es el primer parámetro determinante en el proceso de colapso y en el número de pliegues formados, así como que la longitud del tubo es factor influyente en el proceso de pandeo vertical (*Mahmood and Paluszny 1984*). [11]

La forma de deformarse de las estructuras es fundamental en términos de absorción de energía y fuerza media de impacto. Para los tres procesos de deformación sobre tubos circulares expuestos por K.Yamazaki en *Maximization of the crushing energy absorption of tubes*, (véase fig 2.7), se aprecia en la figura 2.40 que los tubos deformados mediante pliegues simétricos absorben más energía que los deformados asimétricamente y por supuesto, que las estructuras que sufren pandeo son las menos eficientes en este aspecto, ya que dejan de absorber energía una vez se ha producido el pandeo. [11]

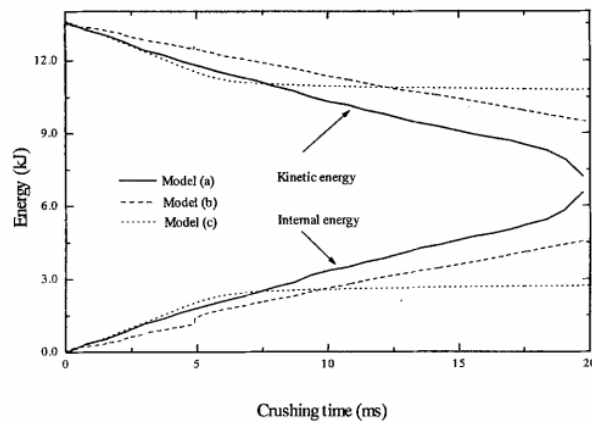


Figura 2.40. Energía Absorbida por tubos circulares deformados a) Plegado Simétrico b) Plegado Asimétrico c) Pandeo [11].

En tubos de sección cuadrada, el efecto del espesor no es determinante en la forma de deformarse del tubo, pero sí en la relación fuerza máxima fuerza media durante el impacto. [2] Se sabe que cuanto menor espesor de tubo tengo, mayor pico inicial de fuerza experimento respecto a los picos sucesivos de fuerza, es decir, mayor diferencia entre fuerza máxima y fuerza media existe. Esto se observa en la siguiente figura, donde se compara dos estructuras, una de 1mm de espesor y otra de 2mm. Por otro lado, para tubos gruesos se observa que la fuerza inicial es muy similar a los picos de fuerza sucesivos experimentados durante el impacto. [11]

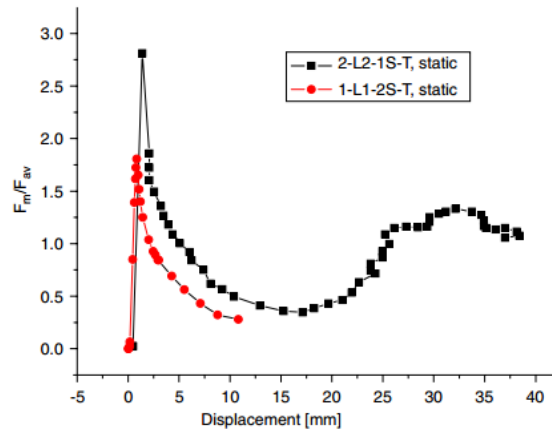


Figura 2.41. Ratio entre Fuerza máxima y fuerza media. Efecto del espesor. [2]

La velocidad de impacto, como se muestra en la figura 2.42, influye tanto en la fuerza máxima experimentada como la energía de impacto sufrida, aumentándolas conforme se aumenta la velocidad de impacto. Como se supone que la variación de tensión tiene poca influencia en las propiedades de los materiales, esta variación se asume al efecto de inercia experimentado durante el impacto en el proceso de plegado. [2]

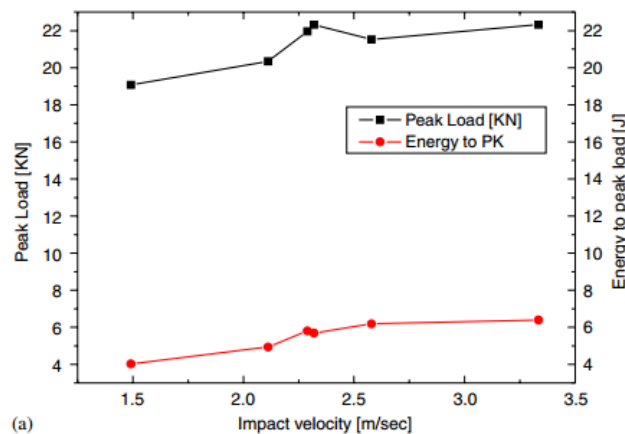


Figura 2.42. Fuerza de Impacto y Energía de impacto vs Velocidad de Impacto. Efecto de la velocidad. [2]

Como ya se sabe, las propiedades del material son muy influyentes en las propiedades finales de las piezas. Analizando el ratio entre fuerza media del ensayo dinámico entre la del estático frente al desplazamiento axial, observaron que para una misma velocidad de impacto y mismo espesor de la pieza, las probetas templadas a temperatura ambiente tenían mayor diferencia entre fuerza dinámicas y estáticas. Esto también sucede al variar el espesor, cuanto mayor espesor, mayor ratio entre estas dos magnitudes. [1]



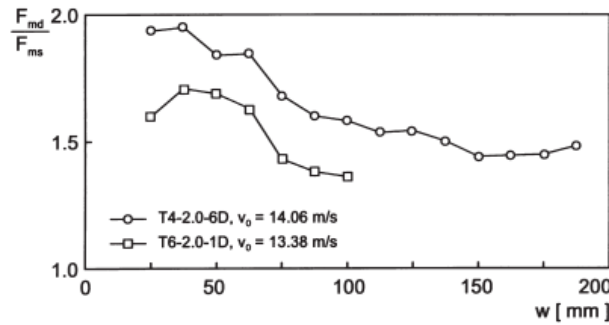


Figura 2.43 Ratio entre fuerza media dinámica y estática frente a desplazamiento. Efecto templado. [1]

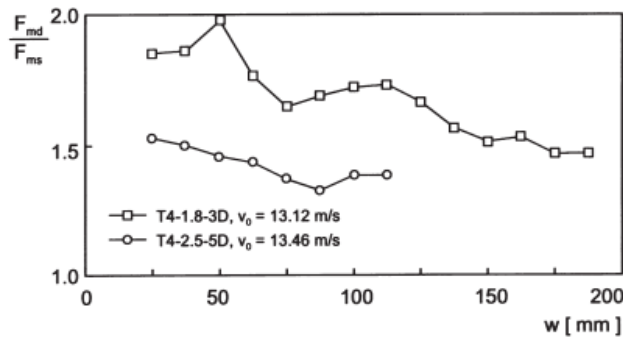


Figura 2.44 Ratio entre fuerza media dinámica y estática frente a desplazamiento. Efecto espesor. [1]

El análisis de secciones cuadradas con variación de espesor sacó muchas conclusiones interesantes. En primer lugar, estableció que la distancia efectiva de impacto decrece gradualmente con el aumento de espesor en los bordes, aunque su variación no es muy significativa. Por otro lado, el pico de fuerza inicial ( $P_p$ ) para este tipo de secciones es menor que para estructuras con espesor uniforme, y la gran diferencia se observa en los valores de la fuerza media de impacto ( $P_m$ ) y de la energía específica absorbida (SEA). Para, por ejemplo, los datos relativos a SSG (1.0, 1.4) (el primer valor hace referencia al espesor de la pieza y el segundo valor al espesor en las esquinas de la sección.), comparándolos con la pieza SSG (1.2, 1.2), la fuerza media de impacto aumenta en un 20%, y además, como al reducir el espesor en la mayoría de la pieza el peso es aún menor, la energía específica también aumenta en un 30%. Por tanto, se puede concluir que el aumento de espesor en las esquinas aumenta considerablemente la capacidad de absorber energía, aunque existe una relación máxima. En el caso de la estructura SSG (0.6, 1.8), donde tenemos gran diferencia de espesores, se produce la fractura de la pieza, dejando de ser útil para estas funciones.

Specimen	Mass (g)	Experiment				Numerical simulation					
		$\delta$ (mm)	SEA (kJ/kg)	$P_p$ (kN)	$P_m$ (kN)	Trigger $\lambda$ (mm)	$\delta$ (mm)	SEA (kJ/kg)	$P_p$ (kN)	$P_m$ (kN)	Error of $P_m$ (%)
SSG (1.2, 1.2)	56.798	90.59	8.49	14.00	5.32	105	87.48	9.13	14.92	5.93	11.41
SSG (1.0, 1.4)	56.148	88.58	10.02	13.10	6.35	81	89.28	11.32	14.47	7.12	12.17
SSG (0.8, 1.6)	55.422	87.08	10.91	13.75	6.94	78	89.38	11.57	14.14	7.17	3.34
SSG (0.6, 1.8)	54.624	92.58	11.66	13.90	6.88	54	89.98	13.13	13.70	7.97	15.85
DSG (1.2, 1.2)	58.756	91.06	9.38	14.94	6.05	105	87.18	8.73	15.16	5.88	-2.80
DSG (1.0, 1.4)	58.771	90.68	10.32	13.00	6.69	81	90.38	11.32	14.79	7.36	10.09
DSG (0.8, 1.6)	58.795	86.18	11.29	15.13	7.71	21	86.58	11.30	14.61	7.68	-0.38
DSG (0.6, 1.8)	58.830	86.04	12.00	14.73	8.20	84	90.18	12.73	14.60	8.31	1.25

Figura 2.45. Comparación entre experimento y simulación de tubos sección cuadrada con variación de espesor [5]

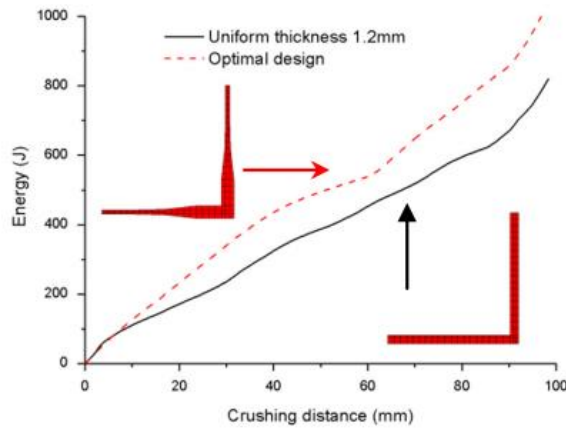


Figura 2.46. Comparativa de Energía vs Desplazamiento en tubo cuadrado uniforme y tubo cuadrado con espesor variable. [5]

En el estudio sobre secciones hexagonales, se realizaron dos casos, uno teniendo en cuenta la limitación de la fuerza máxima admisible, y otro sin tenerlo en cuenta. Tras múltiples simulaciones, mediante el uso de un algoritmo de optimización multi-variable se muestran los datos óptimos para este tipo de estudio en la figura 2.47, diferenciando entre SC y MC. Los diseños más eficientes para la sección hexagonal simple es un ancho de cara,  $a=30\text{mm}$  y un espesor,  $t=2,29\text{mm}$ , mientras que para la sección compuesta el ancho de cara es el mismo pero el espesor es menor, de  $1,53\text{mm}$ . Como resumen de estos datos se saca como conclusión que en términos de SEA, las vigas hexagonales MC son más eficaces.

Table 3  
Optimal results under the Max  $PL$  constraint (70 kN) for the two cases

Type of cross-section	Optimal design (mm)	Total weight (kg)	SEA by RSM (kJ/kg)	SEA by FE (kJ/kg)	Max $PL$ (kN)
Hexagonal SC	$a = 30, t = 2.29$	0.5320	12.0472	12.0162	69.90
Hexagonal MC	$a = 30, t = 1.53$	0.7029	12.2384	12.6347	69.99

Figura 2.47. Datos óptimos para vigas de sección hexagonal. [9]

En la siguiente figura se analiza el efecto del ratio entre el ancho de lado de una sección hexagonal respecto al espesor de esta, sacando como conclusión que cuanto menor diferencia existe entre estas dos, es decir, más grueso es el espesor o mas corto el lado de sección, mayor capacidad de absorber energía muestra la pieza. También hay que tener en cuenta que cuanto más grueso es el elemento, será de mayor peso y menor energía específica tendrá, por tanto, hay que buscar la relación adecuadad.

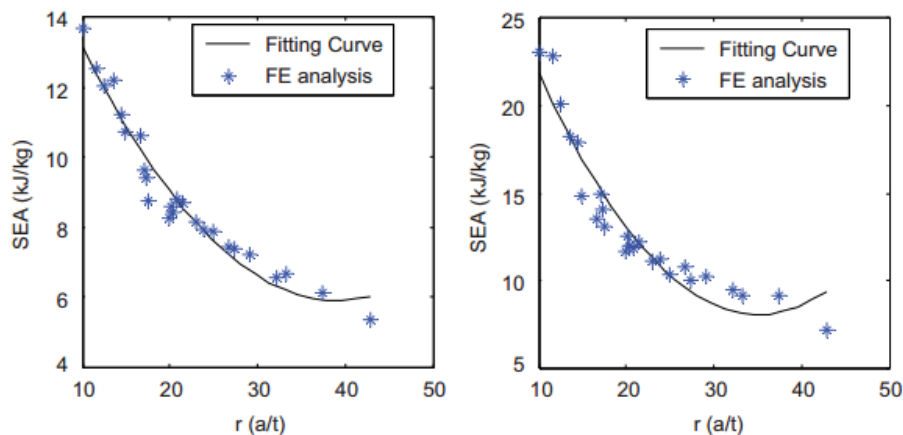


Figura 2.48. Efecto del ratio ( $a/t$ ) en la SEA a) Vigas hexagonales simples b) Vigas hexagonales compuestas. [9]



### 2.1.1 Material

### 2.1.2 Introducción

El material seleccionado para nuestro estudio ha sido el aluminio. El aluminio (Al) es el elemento metálico más abundante que está presente en la corteza terrestre y, dentro del grupo de los metales no férricos, es el material más utilizado tanto en la industria como en otras muchas aplicaciones de la vida cotidiana. La combinación única de propiedades que presentan el aluminio y sus aleaciones, hacen de este material uno de los más versátiles, económicos y atractivos para una amplia gama de usos y aplicaciones; desde la fabricación de papel de aluminio para embalajes y usos domésticos hasta aplicaciones de ingeniería más exigentes, como por ejemplo en fuselajes de aeronaves.



Figura 2.49. Aplicaciones del aluminio

El aluminio puro prácticamente no tiene aplicación, dado que se trata de un material blando y de poca resistencia mecánica. Sin embargo, aleados con otros elementos permite aumentar su resistencia y adquirir otras cualidades, que varían según la naturaleza de los aleantes utilizados. Los elementos más utilizados para formar aleaciones con el aluminio son el Cobre (Cu), Silicio (Si), Magnesio (Mg), Zinc (Zn) y Manganeseo (Mn). En menor medida, usados como aditivos, o presentes como impurezas en las aleaciones, están el Hierro (Fe), Cromo (Cr) y Titanio (Ti). [\[6\]](#)

### 2.1.3 Series de Aluminios

Las aleaciones de aluminio se dividen en dos grandes grupos, que son, forja y fundición. Esta división se corresponde con el tipo de proceso de conformado al que pueden ser sometidas las aleaciones de aluminio.

Dentro del grupo de las aleaciones de aluminio de forja existe otra división en otros dos subgrupos, las aleaciones tratables térmicamente y las no tratables térmicamente. Las aleaciones no tratables térmicamente sólo pueden aumentar su resistencia si son trabajadas en frío.

Dentro de las aleaciones de aluminio forjado sin tratamiento térmico, los grupos o series principales son los siguientes, según la norma AISI-SAE:

- Aleaciones 1xxx: Son aleaciones de aluminio técnicamente puro, al 99,9%, siendo sus principales impurezas el hierro y el silicio como elemento aleante. Se utilizan principalmente para utensilios de cocina, lámina y fleje.
- Aleaciones 3xxx: El elemento aleante principal de este grupo es el manganeso (Mn), el cual tiene como objetivo reforzar al aluminio. Presentan buena trabajabilidad, y es utilizado este tipo de aleaciones en utensilios de cocina y envases.

- Aleaciones 5xxx: En este grupo de aleaciones es el magnesio (Mg) el principal elemento de aleación. Utilizado en utensilios de cocina, construcción de camiones y aplicaciones marinas.

Dentro de las aleaciones de aluminio forjado que son tratables térmicamente, las series principales son las siguientes:

- Aleaciones 2xxx: El principal aleante de este grupo de aleaciones es el cobre (Cu), Esta aleación se utiliza especialmente para la fabricación de estructuras de aviones.
- Aleaciones 6xxx: Los principales elementos aleantes de este grupo son magnesio y silicio. Es utilizada para perfiles y estructuras en general.
- Aleaciones 7xxx: Los principales aleantes de este grupo de aleaciones son zinc, magnesio y cobre. Se utiliza para fabricar estructuras de aviones.

#### 2.1.4 Propiedades

Este metal posee una combinación de propiedades que lo hacen muy útil en ingeniería mecánica. El aluminio y sus aleaciones son materiales que destacan por su ligereza y resistencia a la corrosión, así como por su elevada conductividad térmica y eléctrica. Las propiedades mecánicas del aluminio puro son bastante moderadas, pero aleado con otros elementos las mejora notablemente. Además, presenta una alta disponibilidad al reciclaje una vez finalizado su vida útil. El uso de materiales reciclados en la industria reduce en un 90% la energía que se hubiese utilizado para la producción de ese mismo material si se hubiese extraído ese aluminio de la naturaleza directamente. [\[6\]](#)

##### a) Propiedades Físicas

El aluminio es un material ligero, con una densidad ( $2,7\text{g/m}^3$ ) del orden de 3 veces menor a la del acero. La ligereza del aluminio ha permitido el desarrollo de muchas industrias como la aeronáutica y el transporte, además de facilitar la manipulación de los perfiles, reduciendo los costes de transporte y mano de obra.

Es resistente a la corrosión, el aluminio resiste el tipo de corrosión progresiva que causa en los aceros una degradación progresiva. La superficie expuesta del aluminio se combina con el oxígeno del aire para formar una película de óxido de aluminio (inerte), de sólo unas diez millonésimas de pulgada de espesor, que bloquea la oxidación adicional. A diferencia del óxido de hierro, la película de óxido de aluminio no se desprende con lo cual no se expone ninguna parte de su superficie a la posterior oxidación. Si la capa protectora de aluminio se raya o se rompe mecánicamente, se sella y forma nuevamente al instante. Esta fina capa de óxido se aferra firmemente al metal, es incolora e invisible a la vista. La decoloración y descamación del hierro y el óxido del acero no ocurren en el aluminio. Apropriadamente aleado y tratado, el aluminio puede resistir la corrosión al agua, sal, y otros medios, además de una amplia gama de otros agentes químicos y físicos.

Posee una buena conductividad térmica, de 80 a  $230\text{ W/m}^2\text{K}$ , cuatro veces más grande que la del acero, además de una buena conductividad eléctrica, entre los 34 y  $38\text{ m}/\Omega\text{ mm}^2$ . Aparte del cobre, el aluminio es el único metal común que posee una alta conductividad como para ser usado como conductor eléctrico. Su conductividad puede llegar a representar el 63,8% de la del cobre, sin embargo, con igual masa de base, el aluminio dobla la capacidad conductiva del cobre. Para una misma capacidad de conducción eléctrica, un conductor de aluminio puede tener la mitad de la masa que la que podría tener la sección transversal de un conductor de cobre.

Propiedades	Valor
Color	Blanco-plata
Estructura cristalográfica	Cúbica centrada en las caras
Parámetro reticular a (25°C)	0.40414 nm
Densidad a 20°C	2.699 g/cc
Cambio volumétrico durante la solidificación	6,7%
Calor de combustión	200Kcal/at-gr
Punto de fusión	660,2°C
Punto de ebullición	2057°C / 2480°C
Calor específico (20°C)	930 J
Coefficiente lineal de expansión térmico $\times 10^6$	23,0 (20-100°C)
Conductividad térmica a 0°C	0,50 cal/s/cm <sup>2</sup> /cm/°C
Conductividad térmica a 100°C	0,51 cal/s/cm <sup>2</sup> /cm/°C
Resistividad eléctrica a 20°C	2,69 $\mu\Omega$ cm
Susceptibilidad magnética 18°C $\times 10^6$	0,63

Figura 2.50. Propiedades físicas del Al

### b) Propiedades Mecánicas

Las propiedades mecánicas o propiedades de resistencia mecánica sirven en la mayoría de los casos para dictaminar el uso de un material metálico para una aplicación concreta. Las características mecánicas del aluminio varían considerablemente dependiendo del tipo de aleación que se esté considerando.

La dureza es la resistencia que ofrece un material para dejarse penetrar. Hay numerosas sistemas de medir la dureza (Dureza Brinell, Dureza Knoop, Dureza Rockwell...) dependiendo del procedimiento seguido para su medición. Para los materiales de aluminio se suele dar la Dureza Brinell, escala de medición de la dureza para materiales blandos y de poco espesor. El aluminio puro es blando (HB=15), pero al añadir elementos minerales al aluminio puro se consiguen durezas mucho mayores (hasta HB=140). Además, las aleaciones de aluminio que se someten a un tratamiento térmico son más fuertes debido al proceso de endurecimiento por precipitación del aluminio.



Figura 2.51. Dureza Brineel (HB) para diferentes aleaciones de Al

Los valores característicos que se obtienen en el ensayo de tracción para juzgar las propiedades resistentes de los materiales metálicos en general, son aplicables a los materiales de aluminio. Estos valores son el límite elástico 0,2%, la resistencia máxima a la tracción, el alargamiento a la rotura, así como la estricción de ruptura. En los aluminios, la resistencia suele aumentar al añadir elementos de aleación. Los distintos elementos de aleación actúan de modo muy diferente en cuanto al aumento de resistencia. Al aumentar la

resistencia, aumenta el límite elástico más deprisa que la resistencia a la tracción, independientemente del mecanismo que motive el aumento de la resistencia. Este aumento se nota especialmente cuando el aumento de resistencia tiene lugar por deformación en frío. En general no se desean altas relaciones entre los límites elásticos (límite 0,2% y resistencia máxima) ya que expresan un comportamiento relativamente quebradizo del material, razón fundamental por la que no se puede aumentar de forma arbitraria la resistencia de un material metálico.

El comportamiento de los metales a bajas temperaturas depende fundamentalmente de la estructura de su red cristalina. El aluminio presenta una red CCC (cubica centrada en las caras) lo que le hace un material muy estable, por tanto conserva sus propiedades mecánicas a bajas temperaturas.

# 3 Definición del Problema: Configuración del Ensayo.

En el estudio de la respuesta de una estructura de pared delgada, denominada ‘crash box’, sometida a una carga axial, existen diferentes procedimientos para su análisis. En este apartado se va a definir la geometría, procedimiento y condiciones de contorno utilizado en nuestro estudio.

### 3.1 Configuración y geometría de ensayo

El esquema básico de nuestra configuración es el que se muestra en la figura 3.1. Como se puede observar, es una configuración muy similar a la definida anteriormente en los ensayos dinámicos.

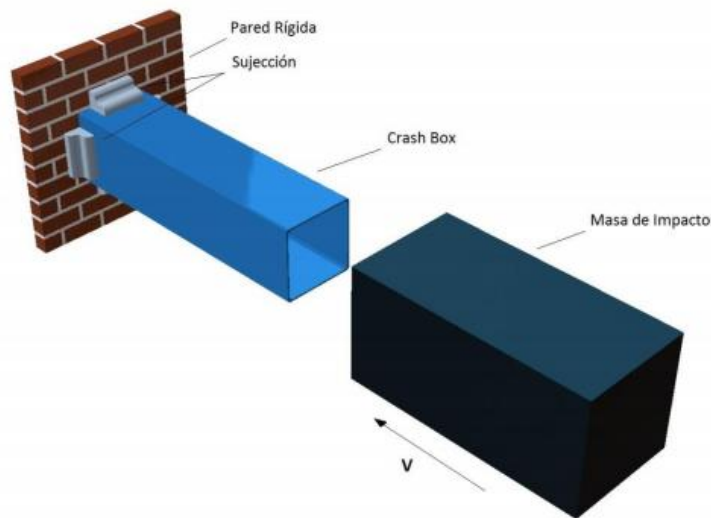


Figura 3.1. Esquema del ensayo realizado.

A modo de resumen, nuestro ensayo consiste en el impacto de una masa  $M$  a una velocidad  $V$ , sobre el extremo libre de una estructura empotrada en el otro extremo a un elemento rígido. La representación expuesta es solo para dar una idea de lo que se va a simular en el programa, ya que en la simulación numérica realizada, únicamente se dispone de la masa  $M$  y del ‘crash box’, los elementos de sujeción y la pared rígida se simplifican en una condición de contorno (encastre) en el extremo del elemento. La representación del ensayo en el programa de simulación es el siguiente:

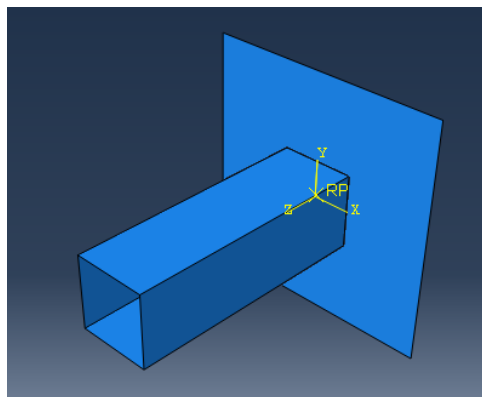


Figura 3.2. Esquema de la simulación.

Por tanto, los únicos elementos presentes en nuestra simulación son la masa de impacto y el ‘crash box’. Posteriormente, pasamos a definir cada uno de ellos.

### 3.1.1 Crash Box

El estudio y definición de esta estructura es el principal objetivo de este proyecto. Se trata de una estructura metálica de pared delgada que puede presentar diversas geometrías.

Estas estructuras se fabrican a partir de chapas metálicas laminadas y su sección transversal se consigue mediante un proceso de plegado y soldado continuo.

El objetivo principal de este tipo de estructuras es absorber gran cantidad de energía durante un impacto. Para ello, como se ha definido en el apartado de antecedentes, las geometrías utilizadas en estos elementos son fundamentales para conseguir este objetivo. Las estructuras más utilizadas son los tubos circulares y los tubos de sección cuadrada, gracias a su facilidad de producción y gran capacidad de absorber energía. Otro tipo de sección muy utilizado es el tipo hat o doble hat.

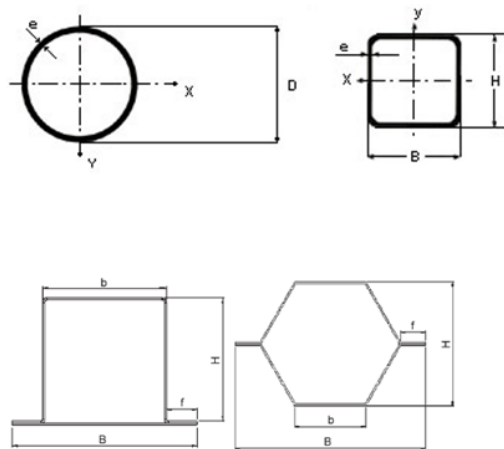


Figura 3.3. Secciones de ‘crash box’ a) Circular b) Cuadrada c) Top Hat d) Double Top Hat.

Los tipos de sección escogidos para nuestras simulaciones son los siguientes. A este tipo de estructuras se les va a variar dimensiones geométricas como la longitud, el espesor, el ancho de cara, y se observará como afecta a las propiedades analizadas.

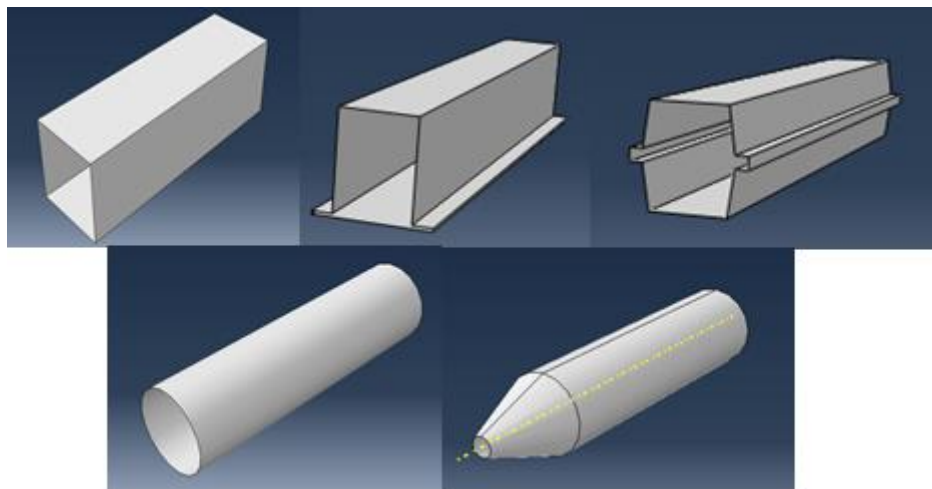


Figura 3.4. Tipos de ‘crash box’ analizados a) Tubo cuadrada b) Tubo Top Hat c) Tubo Doble Hat d) Tubo Circular e) Tubo Cónico



### 3.1.2 Masa de impacto

La masa de impacto es la representación de lo que sería el tren en un supuesto caso real de choque. La masa es de 1000kg, centrando este peso sobre un punto de referencia en la mitad de la sección. Como se ha mencionado anteriormente, no me interesan las deformaciones de este elemento, por lo que la masa es rígida e indeformable, y la represento como una sección Shell Planar. Su sección, como se observa en la figura 3.5 b), es una placa cuadrada de 1mx1m.

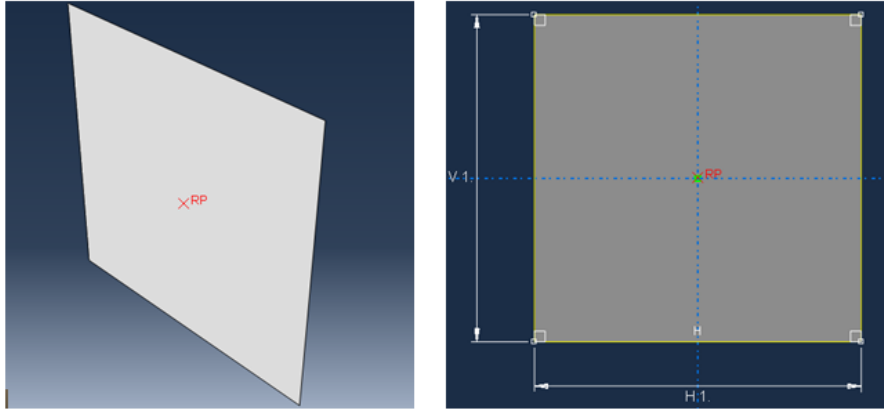


Figura 3.5. a) Esquema de masa de impacto b) Dimensiones Masa impacto

### 3.1.3 Condiciones de contorno

Las condiciones predefinidas del ensayo que se va a simular son fundamentales en el desarrollo del ‘crash test’. Estas condiciones han sido expuestas previamente y van a permanecer constantes durante todo el estudio.

A nivel estructural, el elemento (‘crash box’) va a estar encastrado en uno de sus extremos, es decir, no permite el movimiento en ninguno de los 6 grados de libertad, y libre en el extremo donde va a sufrir el impacto. Este tipo de restricción es la experimentada en las toperas rígidas empotradas en bloques de hormigón. Esto se ejemplifica en la simulación mediante los siguientes símbolos:

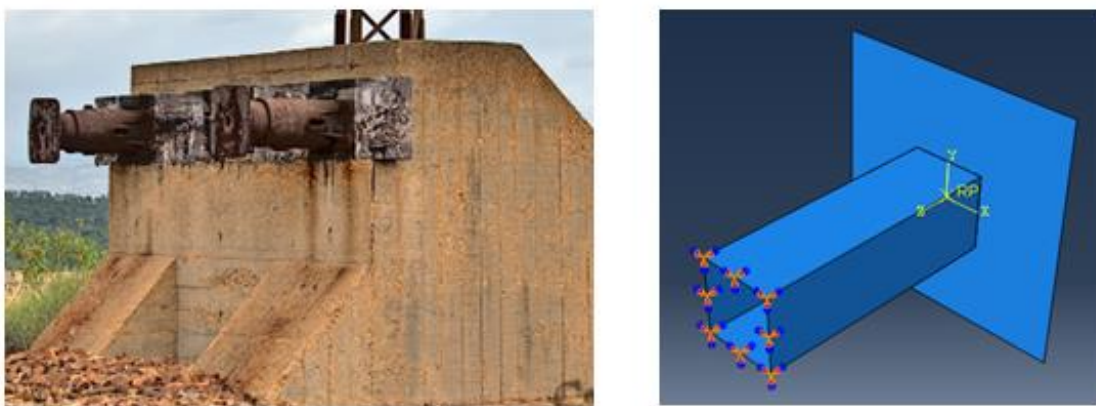


Figura 3.6. a) Topera rígida anclada a bloque de hormigón b) Representación del encastrado en Abaqus.

Esta es la única restricción aplicada sobre el ‘crash box’, las demás condiciones de contorno estarán establecidas sobre la masa de impacto.

Como se simula el impacto de un tren contra una topera, la altura media de impacto desde el suelo tiene que ser de 1m.

Para asegurarnos que la masa se desplace únicamente en una dirección, y no sufra rotaciones o desplazamientos, tenemos que fijar el eje de desplazamiento. Para esto, limitamos el movimiento de la masa únicamente en el eje z, simulando así que el punto de impacto siempre permanecerá en la misma línea de impacto.

Además de limitar el desplazamiento de la masa a un grado de libertad, también tenemos que definir la velocidad a la que queremos que se desplace. La velocidad escogida en este ensayo es  $V_0 = 15\text{m/s}$ .

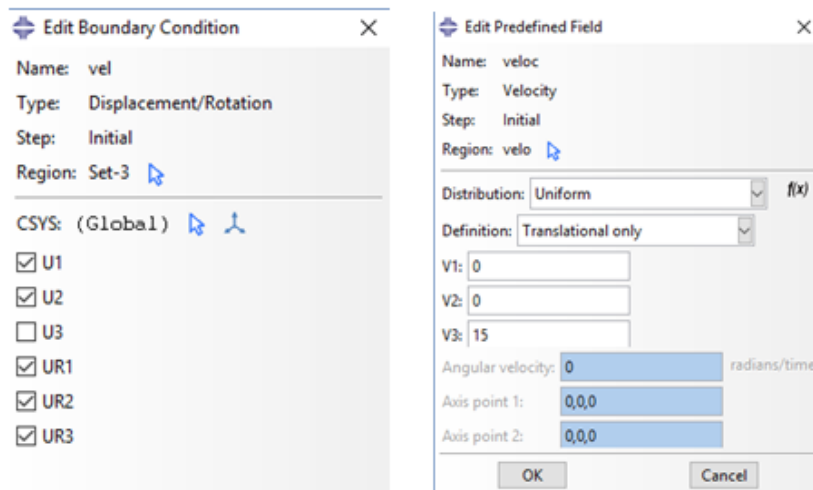


Figura 3.7. Opciones para limitar el desplazamiento en Abaqus.

# 4 Descripción de la metodología del problema

## 4.1 Definición del problema FEM

Una vez definida las características y procedimiento del ensayo que se va a simular, hay que concretar la metodología de trabajo escogida dentro del código computacional y sus principales características. En este apartado se va a definir el método de integración seleccionado, así como las propiedades físicas y mecánicas escogidas para el ensayo, y por último, se analizará las variables estudiadas durante las simulaciones.

### 4.1.1 Método de elementos finitos

Como ya se ha mencionado anteriormente, ABAQUS/Explicit es un sistema de simulación que utiliza el método de los elementos finitos para la resolución de los ensayos.

La idea básica del método de elementos finitos es, dado un sólido sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales).

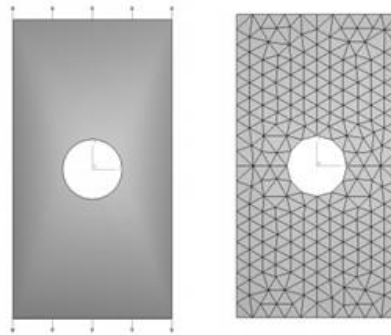


Figura 4.1. Ejemplo de mallado.

Posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas, permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar de una forma aproximada las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento.

Aplicando el Principio de los Trabajos Virtuales, podemos establecer que, para unos desplazamientos virtuales de los nudos del elemento,  $\{\delta u\}$ , el trabajo realizado por las fuerzas reales que actúan en los nudos del elemento,  $\{F\}$ , debe ser igual al trabajo realizado por las tensiones internas  $\{\sigma\}$  reales que actúan dentro del elemento, teniendo en cuenta el campo de deformaciones virtuales  $\{\delta \epsilon\}$  que aparecería en el interior del elemento:

$$\{F\}^T \{u\}^\delta = \text{Trabajo Fuerzas nodales} \quad (2)$$

Podemos escribir entonces que:

$$\{F\}^T \{u\}^\delta = \int \{\sigma\}^T \{\epsilon\}^\delta dVol \quad (3)$$

Aplicando a esta ecuación la primera ley de la termodinámica con los términos de potencia cinética y potencia introducida ya desarrollados, queda de la siguiente forma:

$$\int_V \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dV = \oint_V t_i u_i dS + \oint_V \rho b_i u_i dV - \oint_V \rho u_i \frac{\delta u_i}{\delta t} dV \quad (4)$$

Donde la potencia deformativa es igual a la potencia introducida menos la potencia cinética.

Ahora es necesario desarrollar una aproximación polinómica del campo continuo de desplazamientos. De la misma forma se procedería con el campo de velocidades. Para ello se utiliza la conocida como función de forma, que se trata de una función polinómica normalizada.

$$u_j = N_{jk}(x, y, z) U_k \quad (5)$$

La función  $N_{jk}(x, y, z)$  actúa sobre un dominio acotado  $\Omega_e$ , que se compone de los elementos finitos anteriormente discretizados. De esta manera se pueden aproximar los campos de desplazamientos, velocidades y aceleraciones en los nodos pertenecientes al dominio  $\Omega_e$ .

#### 4.1.2 Método Explícito

En los problemas de impacto donde las altas frecuencias dominan la respuesta y se requieren pasos de integración muy pequeños para representarla con precisión, se requiere la aplicación de la integración explícita. La integración explícita permite resolver las ecuaciones trabajando a nivel local, sin ensamblar las matrices generales de la estructura, y proporciona algoritmos sencillos y muy fáciles de programar. [18]

La solución del sistema de ecuaciones se busca para sucesivos instantes de tiempo  $t_n$ , para  $n=1, 2, 3, \dots$  separados por un intervalo o paso de integración  $\Delta t$ . De este modo el siguiente intervalo de tiempo será igual a:

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t_{n+1/2} \quad (6)$$

La integración progresa paso a paso, es decir, en cada ciclo de integración se obtienen los valores de las variables en el instante  $t_n$  a partir de los valores de las variables en el instante  $t_{n-1}$ , partiendo de las condiciones iniciales del problema.

Si aplicamos este método a las variables desplazamiento ( $u$ ), velocidad ( $\dot{u}$ ) y aceleración ( $\ddot{u}$ ), su designación queda de la siguiente forma:

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t \dot{u}^{n+1/2} \quad (7)$$

Siendo

$$\dot{u}^{n+1/2} = \dot{u}^{n-1/2} + \Delta t \ddot{u}^n \quad (8)$$

#### 4.1.3 Ecuación Constitutiva. Modelos de Johnson Cook.

Una ecuación constitutiva es una relación que describe el comportamiento termo-mecánico de un material sometido a diferentes condiciones de carga. Mediante esta relación podemos obtener el valor de la tensión en un cierto instante en función de diferentes propiedades como puedan ser la deformación, la temperatura...

$$\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T \dots) \quad (9)$$

Para el análisis que estamos realizando en este estudio el modelo más apropiado para asemejar el comportamiento termo-visco elasto-plástico del material es el modelo de Johnson Cook. El modelo de Johnson-Cook fue desarrollado especialmente para materiales metálicos implicados en condiciones de impacto. Este modelo reproduce el comportamiento de los materiales sujetos a grandes deformaciones, altas temperaturas y altas velocidades de deformación.

La tensión equivalente de Von Mises ( $\bar{\sigma}$ ) va ser función de tres términos ligados al endurecimiento por deformación, a la sensibilidad de la variación de la velocidad de deformación y por último, a la temperatura. La tensión equivalente de Von Mises se expresa como:

$$\bar{\sigma} = (A + B\bar{\varepsilon}_p^n) \left( 1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}_p}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \left[ 1 - \left( \frac{T_{Ab} - T_0}{T_m - T_0} \right)^m \right] \quad (10)$$

En la cual,

- A es el límite elástico del material a temperatura ambiente.
- B es el coeficiente de endurecimiento por deformación.
- n es el exponente de endurecimiento por deformación.
- $\bar{\varepsilon}_p^n$  es la deformación plástica equivalente.
- C es el factor de velocidad de deformación.
- $\dot{\varepsilon}_p$  es la velocidad de deformación plástica equivalente.
- $\dot{\varepsilon}_0$  es la velocidad de deformación de referencia.
- $T_m$  es la temperatura de fusión del material.
- $T_0$  es la temperatura ambiente.
- m el exponente de ablandamiento térmico.

Todos estos parámetros están definidos previamente al ensayo con los valores mostrados a continuación y no se van a poder modificar.

A(Pa)	B(Pa)	n	m	C	T <sub>0</sub> (K)	T <sub>m</sub> (K)
148x10 <sup>6</sup>	345x10 <sup>6</sup>	0,183	0,189	0,001	293	893

Tabla 4.1. Datos para el modelo de Johnson Cook

#### 4.1.4 Características del Ensayo

Una vez definidos los métodos de integración utilizados y el modelo de comportamiento del material, procedemos a definir las características del ensayo.

En el módulo ‘Step’, tenemos que definir el intervalo de tiempo que queremos para que se lleve a cabo nuestro ensayo. Tras múltiples análisis, considerando que la masa se mueve a 15m/s y las estructuras a ensayar no suelen superar el metro de longitud, se ha escogido un intervalo de tiempo para el ensayo de 0,1s, dividido en 100 incrementos.

En el módulo ‘Interaction’ tengo que definir que tipo de interacción va a existir entre las dos superficies. En la simulación integrada explícitamente, se suele utilizar para modelizar el contacto entre las dos superficies, el algoritmo ‘General Contact’. Este tipo de algoritmo permite usar definiciones muy simples de contacto y únicamente puede ser usado en superficies tridimensionales [13]. Cuando dos superficies están en contacto normalmente se transmiten tanto fuerzas cortantes como normales en la interface entre las dos superficies. Esto hay que definirlo en ABAQUS, y lo hacemos considerando un coeficiente de fricción  $\mu=0,2$  en la dirección tangencial, y un comportamiento denominado ‘Hard Contact’ para el comportamiento en la dirección normal de las caras. Este tipo de contacto se define en la siguiente gráfica, donde se da a entender que cuando las superficies están en contacto, cualquier presión de contacto se puede transmitir entre ambas. Las superficies se separaran si la presión de contacto se reduce a cero.

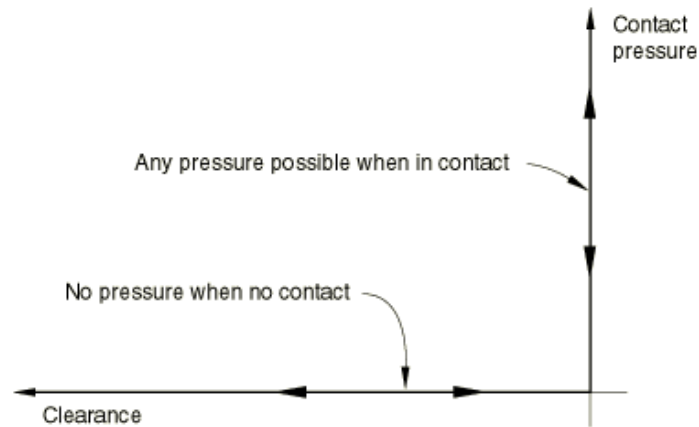


Figura 4.2. Gráfica que define el ‘hard contact’. [13]



#### 4.1.5 Mallado

El correcto mallado de los elementos presentes en la simulación es fundamental para conseguir resultados satisfactorios. En primer lugar se escoge el tipo de elemento del mallado. En este caso, como ambos elementos son tipo Shell, el tipo del elemento del mallado será tipo Shell. La nomenclatura del elemento en ABAQUS se define como AxB, siendo:

- A: Shell convencional para esfuerzo/desplazamiento (S), Shell continuo para esfuerzo/desplazamiento (SC), Shell delgado triangular para esfuerzo/desplazamiento (STRI), Shell con transferencia de calor (DS).
- X: número de nodos
- B: Integración reducida.

El elemento de tipo Shell que elegimos para nuestro modelo, es un elemento estándar, lineal y de cuatro nodos, cuyo nombre de referencia es el elemento **S4R**.

#### Convergencia del Mallado

A parte de la correcta selección del tipo del elemento del mallado, la correcta selección del tamaño del mallado es básica para obtener datos válidos de la simulación.

Para encontrar el mallado correcto se ha realizado un estudio de aproximación, variando el tamaño del elemento del mallado y anotando la medición de una variable, en este caso la aceleración. En este estudio existe una limitación. La licencia de la que se dispone para ABAQUS restringe el máximo número posible de elementos mallados a 250000. Por tanto, se tienen que repartir este número de elementos entre la topera y la masa de impacto. El estudio se representa en la siguiente tabla:

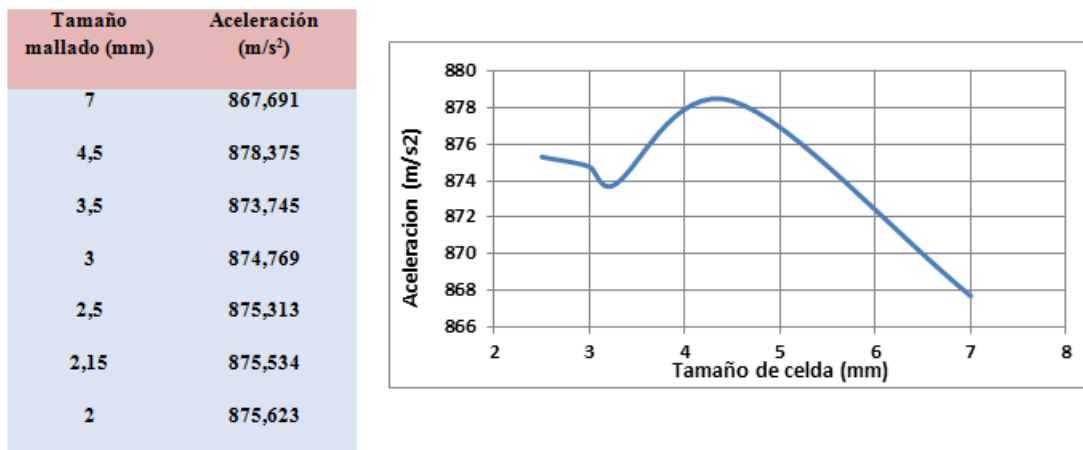


Figura 4.3. Estudio del tamaño del elemento del mallado.

Como se observa en la figura anterior, para un tamaño de malla entre 2,5 y 2mm los resultados obtenidos no varían prácticamente nada y se considera una buena y fiable aproximación.

## 4.2 Variables a estudiar

En el análisis de las estructuras sometidas a impactos es importante definir las propiedades que te interesan estudiar para poder definir bien el problema y los resultados obtenidos. Gracias al conocimiento adquirido por la gran cantidad de estudios realizados sobre este tema, hemos podido averiguar cuáles son características que se buscan en un ‘crash test’.

La disipación de la energía de impacto es el principal objetivo en todo este tipo de análisis. En nuestro caso, al chocar una masa de 1000kg a una velocidad de 15m/s, aplicando la fórmula de la energía cinética,

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (12)$$

El tren va a chocar con una energía de 112,5kJ. Toda esta energía se tiene que disipar de alguna manera para conseguir frenar el tren. La principal forma de disipar esta energía es que la absorba la estructura de choque mediante su deformación, y este será nuestro gran objetivo durante el estudio. Además de la energía disipada mediante la deformación del ‘crash box’, esta energía también se disipa por fricción entre las dos superficies chocantes, o por efectos viscosos, pero sus valores son irrelevantes en comparación al primero.

La cantidad de energía absorbida por el ‘crash box’ durante el impacto viene determinada por el área encerrada en la curva fuerza frente a desplazamiento (F-w) que se obtendrá de la simulación. Para obtener estos parámetros, únicamente tenemos que incorporar un acelerómetro a la masa chocante y aplicando la segunda ley de Newton, fuerza igual a masa por aceleración, obtendremos los valores de fuerza experimentados.

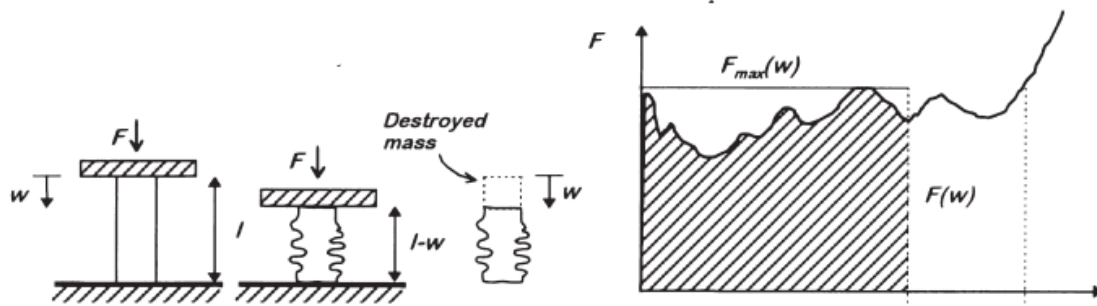


Figura 4.4. Representación de cantidad de energía absorbida. [1]

Toda esta energía que va a ser absorbida por el material se producirá de dos maneras, elástica e inelásticamente, mediante la deformación plástica del material. Al producirse el impacto, la estructura se va a deformar absorbiendo esa energía cinética que trae el objeto. Si toda esta deformación fuese elástica, al terminar de deformarse la estructura volvería a su posición inicial, empujando de nuevo a la masa chocante en sentido contrario, provocando una nueva gran aceleración. Por esta razón, cuanto mayor energía sea capaz de absorber nuestra estructura de manera plástica, mejores propiedades ante el impacto tendremos.

En relación a esta energía absorbida vamos a analizar otros dos parámetros de gran interés. Absorber gran cantidad de energía no es nuestro único objetivo, sino que, como explica Hou en su artículo *Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria*, una estructura de pared delgada con las dimensiones óptimas tiene que absorber la mayor energía posible por unidad de masa. [8]. Es decir, la energía específica absorbida (SEA), deber ser objetivo a maximizar durante nuestro ensayo. La SEA se define como:

$$SEA = \frac{\text{Energía Absorbida (kJ)}}{\text{Masa elemento (kg)}} \quad (13)$$

Por otro lado, vamos a estudiar otro parámetro denominado Fuerza media ( $F_m$ ), que relaciona la energía total absorbida por el ‘crash box’, con el desplazamiento total realizado por el tren. Este valor lo obtenemos de la siguiente forma:

$$F_m = \frac{\text{Energía Absorbida (kJ)}}{\text{Desplazamiento (m)}} \quad (14)$$

Con este parámetro nos haremos una idea de la deceleración media que están sufriendo los pasajeros del tren durante el impacto, ya que es posible que dos estructuras absorban la misma cantidad de energía, pero una lo haga de una manera mucho más brusca y dañina que la otra, y sin este parámetro no lo apreciaríamos.

En relación con la forma de absorber esta energía, además de estudiar la deceleración media que experimentará la masa chocante, se va a tener muy en cuenta la máxima deceleración sufrida. La deceleración máxima tolerada por el ser humano depende de la magnitud, el periodo de tiempo que es aplicada, la dirección de actuación, y la postura que tiene el cuerpo mientras la sufre. Tras números estudios realizados en su totalidad en pilotos de combate o astronautas, se sabe que el ser humano es capaz de aguantar hasta 80g’s de aceleración durante instantes inferiores a 0,04s. Nuestro impacto tiene una duración de 0,1s, así que habrá que tener muy en cuenta esta limitación.

Esta máxima deceleración se producirá normalmente en los primeros instantes del choque, por tanto será de interés reducir este primer impacto. En algunos casos, esta máxima deceleración se producirá en los instantes finales del impacto, así que también habrá que tener en cuenta esta circunstancia.

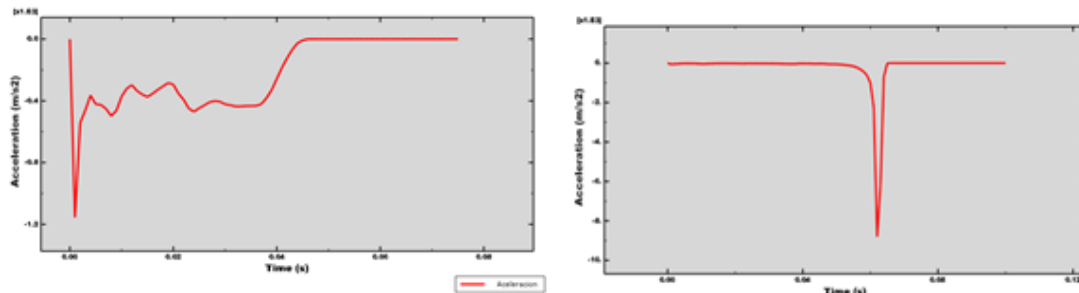


Figura 4.5. Ejemplo de a) gran deceleración al principio. b) gran deceleración al final.

# 5 Análisis de Resultados

## 5.1 Proceso

Una vez definidas las características del ensayo, procedemos a evaluar los resultados obtenidos. El procedimiento seguido para conseguir optimizar el problema es el siguiente.

En primer lugar, se ha estudiado una geometría sencilla. Mediante el análisis de estas secciones sencillas, se ha podido comprender los efectos que producen en el ensayo la modificación de ciertas variables, y así poder ir optimizando las dimensiones y secciones de la pieza.

En este caso, se han escogido tubos de sección cuadrada y circular. Los tubos de sección circular y cuadrada son comúnmente utilizados como elementos para absorber energía de choque porque son baratos de fabricar y bastante eficientes. [\[5\]](#).

Una vez encontrados los parámetros adecuados para este tipo de sección, se ha intentado profundizar un poco más en la optimización de las estructuras incorporando variantes a las secciones.

La optimización de los tubos cuadrados será un poco diferente, ya que se estudiará el comportamiento de las estructuras denominadas Top hat y Double Top hat, en comparación a los tubos cuadrados.

En el caso de los tubos circulares, una vez definido el tubo con las dimensiones más óptimas, se va a estudiar la influencia de estrechar la zona donde sufre el impacto el tubo. Según estudios realizados previamente, un estrechamiento del radio del tubo permite obtener mejores resultados frente a un impacto.

## 5.2 Sección Cuadrada

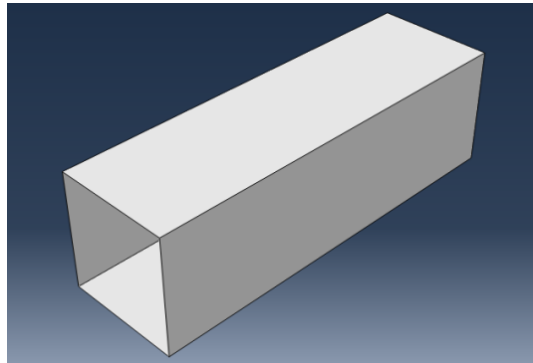


Figura 5.1 Topera de sección cuadrada

El primer aproximamiento consiste en concretar grosso modo las dimensiones óptimas de un tubo de sección cuadrada. Las tres variables que se van a modificar en este primer análisis han sido el espesor, el ancho de la sección, y la longitud del tubo. Los rangos de las dimensiones escogidos han sido los siguientes:

- Espesor: 1mm-5mm.
- Longitud: 0,5m-1,25m
- Ancho de cara: 20cm-30cm

El procedimiento consiste en mantener fijas dos de estas tres variables y anotar las propiedades destacadas anteriormente. Con los datos obtenidos mediante las simulaciones para cada tipo de estructura, se han establecido unas conclusiones determinantes a la hora de comprender el efecto que tienen estas variables dimensionales en el comportamiento frente a un impacto axial de estas estructuras.

Una vez definidas estas conclusiones, se ha realizado un segundo estudio, con los rangos dimensionales de las variables más reducidos y se ha escogido el tubo de sección cuadrada con las dimensiones más óptimas.

En primer lugar se han realizado nueve test con sus correspondientes 9 estructuras, variando de forma muy sustancial sus dimensiones. Esta primera aproximación nos permite obtener datos sobre las dimensiones que no son propicias y descartarlas. En la siguiente tabla se recogen los valores dimensionales de cada estructura:

Test	Espesor (mm)	Ancho (cm)	B/e	Longitud (m)	L/B	Peso (kg)
1	5	30	60	1,25	4,16	10,04
2	5	25	50	1	4	6,68
3	4	40	100	1,25	3,12	10,74
4	3	30	100	1	3,3	9,622
5	3	30	100	0,5	1,6	4,811
6	2	20	100	1	5	2,421
7	2	20	100	0,75	3,75	1,612
8	1	30	300	1	3,33	1,617
9	1	30	300	0,85	2,83	1,347

Tabla 5.1. Dimensiones de tubos cuadrados.

Para cada test, se han recogido las variables definidas anteriormente como importantes. Estas propiedades son las que nos indican hacia donde seguir variando las propiedades dimensionales para ir optimizando los resultados.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,036	0,264	117,81	117,81	1154,6	419,541	110,759	11,031	101,582
2	0,025	0,2	97,01	97,4	950,4	547,29	109,458	16,379	101,328
3	0,05	0,355	121,53	121,6	1191,4	310,64	110,087	10,244	99,186
4	0,09	0,665	71,025	70,99	695,726	162,386	109495	22,643	98,225
5	0,045	0,475	99,92	125,33	1226,29	228,54	108324	44,801	99,074
6	0,085	0,977	31,70	136,1	1339,54	108,483	105,988	49,315	95,475
7	0,06	0,739	38,15	275,6	2701,19	138,420	102,293	63,461	89,874
8	0,062	0,88	9,75	807,36	8088,35	91,022	80,100	58,267	72,010
9	0,63	0,863	6,21	898,54	8988,16	85,622	73,292	53,751	64,405

Tabla 5.2. Propiedades para tubos cuadrados

Con todos estos datos obtenidos, se pueden sacar conclusiones determinantes que nos indican hacia donde debemos continuar con nuestro estudio. Estos rangos tan amplios de dimensiones se van a ir reduciendo hacia las dimensiones óptimas con el estudio de los datos obtenidos. Posteriormente se define el efecto y repercusión de modificar ciertos parámetros dimensionales.

### 5.2.1 Efecto de la longitud

Para evaluar el efecto que puede tener sobre una estructura sometido a un `crash test` su longitud, seleccionamos tres tubos con mismo espesor, mismo ancho de cara, y únicamente variamos su longitud. En la siguiente tabla se recogen los datos más significativos de los 3 elementos escogidos:

Test	Espesor (mm)	Ancho (cm)	B/e	Longitud (m)	L/B	Peso (kg)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	3	30	100	1	3,3	9,6228	70,99	419,541	107,987	11,221	98,225
2	3	30	100	0,75	2,5	7,2171	88,63	547,29	108,090	14,976	98,080
3	3	30	100	0,5	1,6	4,8114	125,33	310,64	108,561	22,563	99,074

Tabla 5.3. Datos de tubos cuadrados con distintas longitudes



Primeramente se ha estudiado el modo de deformación que experimentan estas estructuras con diferente longitud, ya que el análisis de esto es fundamental para la comprensión del efecto de variar este parámetro. De una manera muy general, se puede decir que los tres elementos se deforman de una manera similar con ciertas particularidades.

En los primeros instantes, cuando se produce el impacto, las caras donde se ha producido el impacto se pliegan hacia afuera, quedando de la siguiente forma:

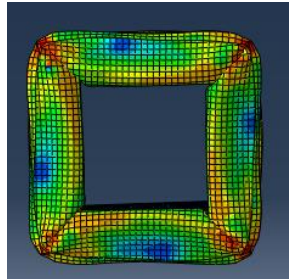


Figura 5.2. Vista de planta del primer pliegue de un tubo cuadrado.

Posteriormente, se van a ir plegando de la manera típica en la que se pliegan los tubos cuadrados, dos caras opuestas se pliegan hacia dentro, mientras las otras dos caras opuestas restantes se abomban hacia afuera. He observado que el pliegue sucesivo se comporta de manera opuesta a su anterior, es decir, las caras que se han plegado hacia adentro van a plegarse hacia afuera y las que se han abombado hacia afuera, se plegaran hacia adentro.

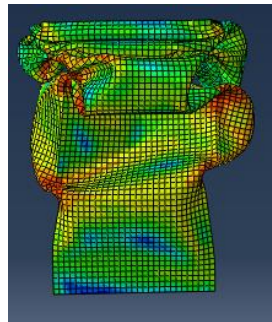


Figura 5.3. Deformación típica de tubo cuadrado.

La particularidad que diferencia a estos tres tubos de longitudes diferentes es el retorcimiento que sufre el tubo mientras se va plegando. El tubo más largo es el que más se va a retorcer. Poco después de formarse el primer plegado comentado anteriormente, se forma el segundo plegado con una distancia de plegado muy grande, sobre la mitad de la pieza, retorciéndose muchísimo sobre sí mismo. Este efecto se reduce bastante para el tubo de longitud intermedia, y prácticamente desaparece en el caso del tubo más corto, donde el plegado de la pieza se va a producir casi en su totalidad sobre la dirección del tubo. En la siguiente figura se muestra este retorcimiento para los tres casos, de mayor a menor longitud.

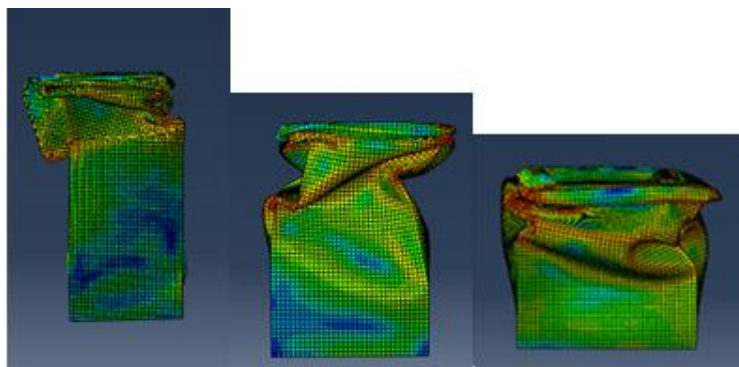


Figura 5.4. Muestra de retorcimiento al plegarse de a) Tubo 1m b) Tubo de 0,75m c) Tubo de 0,5m

En la siguiente figura se muestra el estado final de los tres elementos, donde en los casos de los tubos de 0,75m y 0,5m, se produce el aplastamiento de la estructura sobre sí misma, hecho que tendrá gran repercusión en los datos obtenidos. El tubo de 1m de largo es capaz de absorber el impacto sin llegar a plegarse del todo.

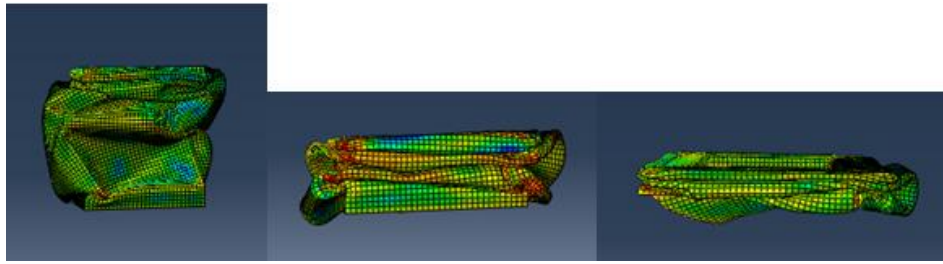


Figura 5.5. Estado final de a) Tubo 1m b) Tubo 0,75m c) Tubo de 0,5m

En primer lugar, se observa que las tres estructuras son capaces de frenar el tren, es decir, las tres cumplirían el principal requisito de este estudio. La particularidad viene en cómo consiguen frenarlo. Para ello, representamos la gráfica velocidad frente a tiempo para tener una percepción visual de cómo se produce el frenado, pero la verdadera magnitud que nos indica su brusquedad o suavidad con la que se ha producido el frenado es la deceleración sufrida, que será estudiada posteriormente.

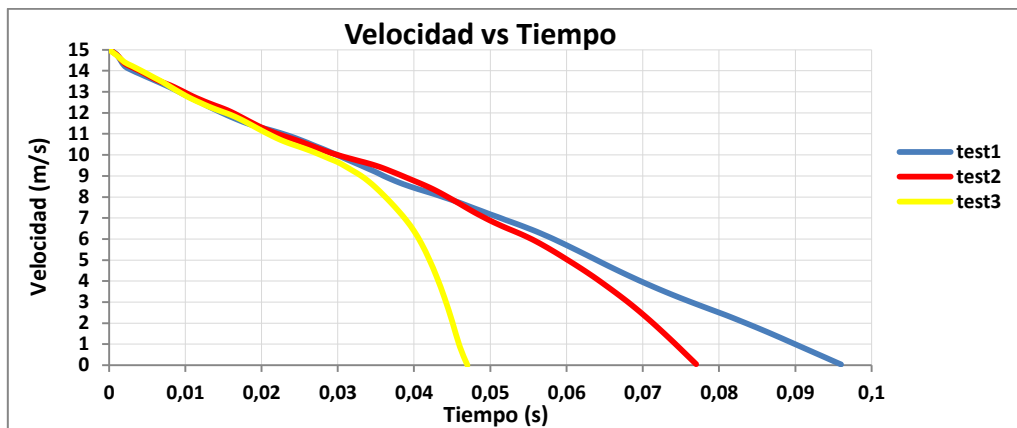


Figura 5.6. Velocidad frente a tiempo para tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m

Se puede observar que en los primeros instantes del test, hasta un tiempo de 0,025s, las tres estructuras se comportan de una manera similar, la velocidad se va reduciendo linealmente. A partir de este instante, la viga de menor tamaño (0,5m), reduce bruscamente su velocidad produciendo grandes deceleraciones en el tren. Esta forma de reducir la velocidad en cada estructura se ve reflejada en la gráfica fuerza frente a desplazamiento que se muestra a continuación.

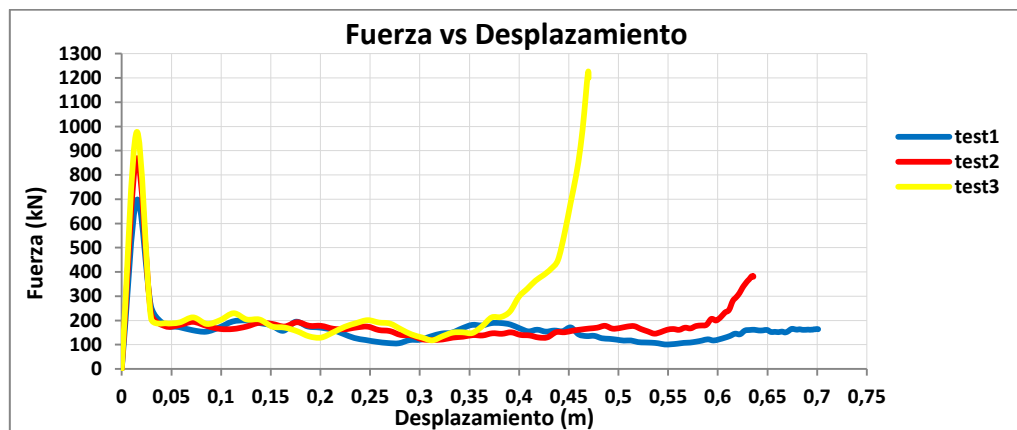


Figura 5.7. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m.

En la gráfica fuerza frente a desplazamiento podemos ver las diferencias de cada caso. Para el tubo más corto, el de 0,5 m de longitud, el primer pico de fuerza, es decir, el que se produce al impactar el tren, es el más alto, casi de unos 1000kN, frente a los 700kN que se recogen en el caso del tubo más largo, y los 850kN del tubo de 0,75m. Con estos datos podemos afirmar que esta primera deceleración está relacionada con la longitud del tubo, siendo menor cuanto más largo es el tubo, ya que la onda de propagación de la fuerza tarda más en recorrer el tubo disipando esta magnitud. Como se adjunta en la tabla 5.3, las deceleraciones experimentadas por los pasajeros al chocar con cada estructura serán de 70g's para el tubo más largo, 88g's para el intermedio, y 125g's para el más corto.

Tras el primer impacto, los tres casos se comportan de forma similar, experimentando deceleraciones entre 10 y 20g's durante los siguientes instantes del impacto. La anomalía se produce en los instantes previos al frenado total del tren, ya que como se observa en la figura 5.7, se produce un aumento repentino de la deceleración. Al observar estos instantes en la deformación de los tubos, se apreció que durante estos instantes la deformación consiste únicamente en el aplastamiento de la pieza sobre sí misma, es decir, no se producen más pliegues, sino que únicamente se acorta la pieza aplastándose sobre el extremo empotrado. En el caso del tubo más largo esto no sucede, y se produce el frenado final del tren de forma suave.

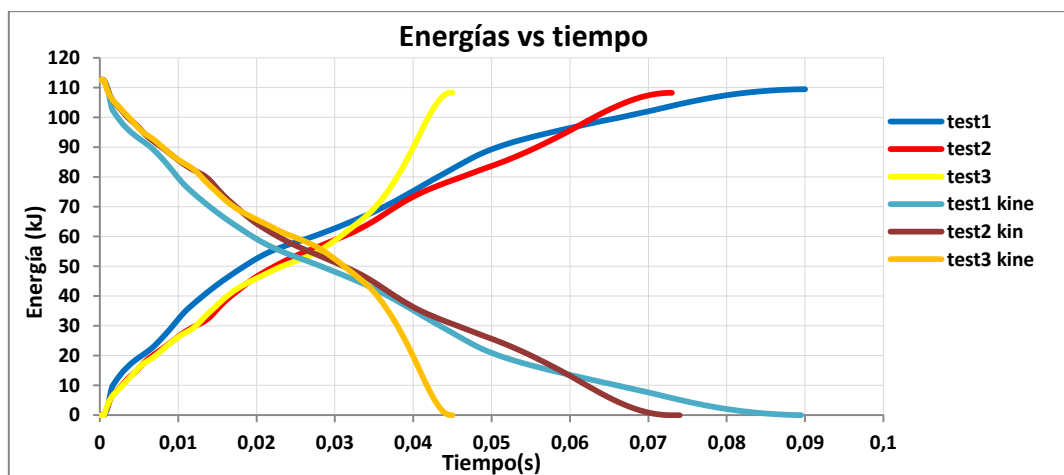


Figura 5.8. Energía Interna y Energía Cinética frente a tiempo de tubos cuadrados de 1m, 0,75m y 0,5m.

En términos de energía absorbida, la longitud no parece un factor muy influyente en su valor absoluto, pero sí en la forma de absorberla. Para los tubos más largos, la disipación de la energía cinética del tren es prácticamente lineal en comparativa al aumento exponencial que presentan las estructuras más cortas. De la energía disipada, el 90% lo hacen de una forma plástica.

El dato que marca la diferencia entre las tres estructuras es la energía específica absorbida. Como la energía absorbida por los tres elementos es prácticamente la misma, la energía específica aumenta de manera proporcional a la disminución de la longitud, es decir, la  $S_e$  del tubo más corto es el doble que la del tubo más largo.

- Energía específica del tubo de 1m de longitud:  $S_e = 11,221 \text{ kJ/kg}$
- Energía específica del tubo de 0,5m de longitud:  $S_e = 22,563 \text{ kJ/kg}$

### 5.2.2 Efecto del Espesor

Los espesores en estos test van desde los 5mm el más grueso, hasta 1 mm la estructura más fina. Para cada valor del espesor se han obtenido conclusiones determinantes en nuestra futura elección.

Para espesores muy pequeños, es decir, de 1 y 2 mm, se produce un hecho común en todos los test en relación a la deceleración sufrida por el tren, que hace que tengamos que descartar estos valores. El primer impacto es absorbido muy bien, con deceleraciones relativamente bajas, pero la deceleración final para conseguir frenar el tren es muy alta, debido a que la pieza está completamente deformada y es como si el tren chocase directamente contra el muro.

Para el caso de tubos de 2mm de espesor me sucedió esto de una forma relativamente moderada, como se observa en la siguiente figura, con un primer pico de deceleración de unos 30g's, y un valor máximo de deceleración de 136g's.

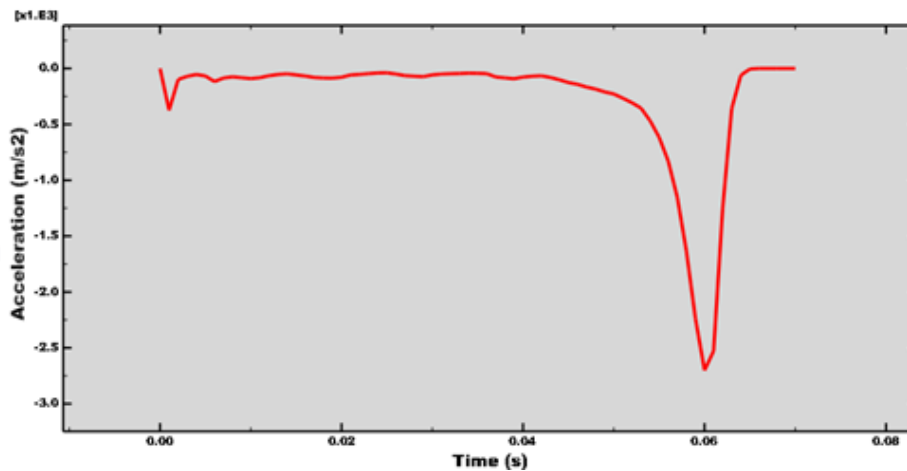


Figura 5.9. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 2mm de espesor.

Para comprobar si este efecto era debido al bajo espesor, realice los test con 1 mm, y este efecto se acentuó aún más. La primera deceleración era bajísima, dato alentador, pero la deceleración final, la que en realidad frenaba al tren, ya que pasaba de una velocidad de 9m/s a 0m/s en 2ms, frenaba al tren con una deceleración de 807 g's.

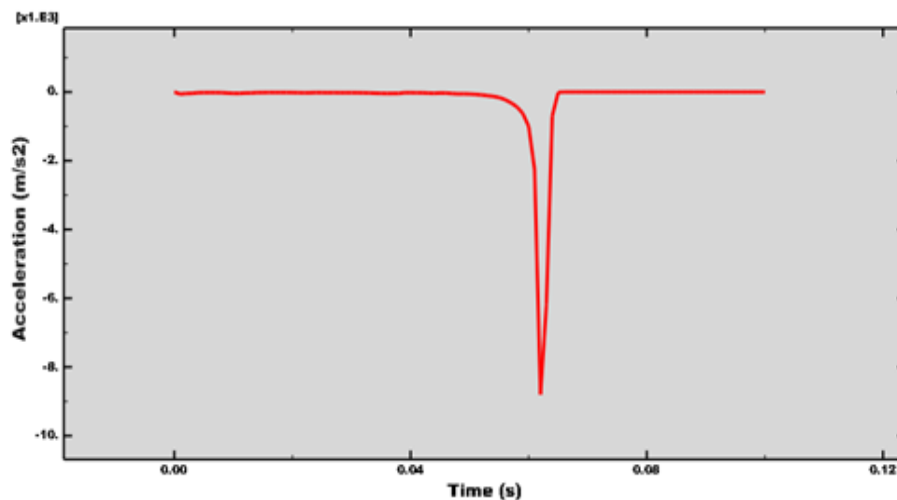


Figura 5.10. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 1mm de espesor.

Por otro lado, para espesores muy altos, es decir, los de 4 y 5 mm, el suceso era un poco lo contrario. Se producía una deceleración muy grande en el primer instante del impacto, para posteriormente reducir mucho su deceleración media y terminar con un pequeño aumento de la deceleración para el frenado final del tren. Estos datos se acercaban más a la típica forma de la curva fuerza por desplazamiento de un impacto sobre una estructura de pared delgada, pero el primer pico de deceleración seguía siendo muy alto, de unos 100g's.

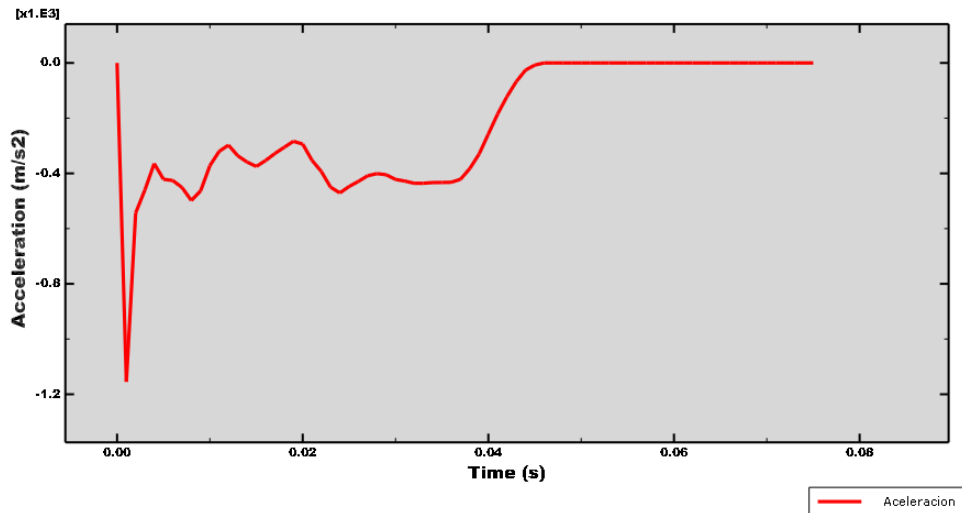


Figura 5.11. Aceleración frente a tiempo para Tubos cuadrados de 4mm de espesor.

Estas dos conclusiones fueron determinantes para elegir el espesor más adecuado. Espesores muy finos me producían una deceleración final brutal, y espesores muy gruesos experimentaban este efecto en los primeros instantes del impacto. Por tanto, una correcta selección sería algo intermedio, es decir espesores entre 2,5 y 3,5mm. En la siguiente figura se compara las deceleraciones sufridas frente al desplazamiento para cada espesor.

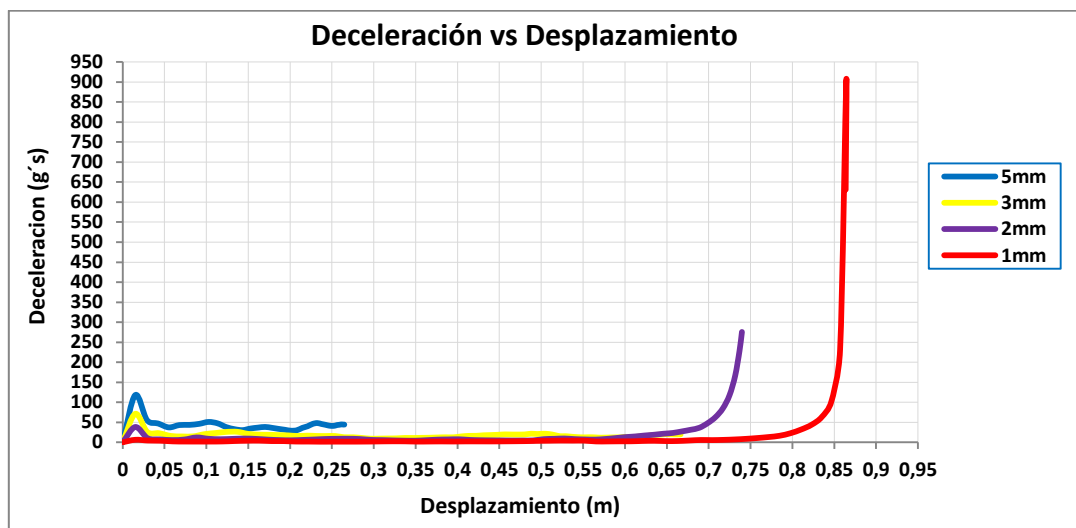


Figura 5.12. Deceleración frente a tiempo para tubos cuadrados de 1mm hasta 5mm.

Según nos indica la tabla 5.2, los datos relativos a la energía absorbida muestran que los espesores más grandes son los que más energía absorben. Esta afirmación no es del todo correcta, ya que se apreció que el ancho de cara de la sección también influye. Mediante un exhaustivo estudio se pudo comprobar el efecto del ratio ancho de cara frente a espesor en términos de energía total absorbida. En la siguiente gráfica se muestra el efecto del ratio ancho de cara entre espesor ( $B/e$ ), en la energía final absorbida.

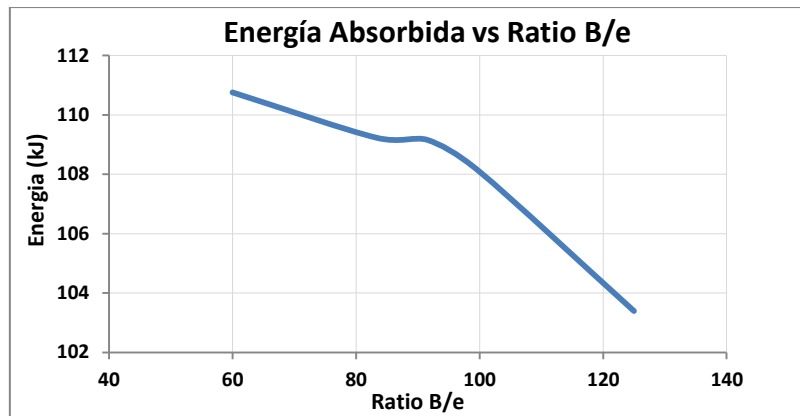


Figura 5.13. Energía absorbida según el ratio  $B/e$  de tubos cuadrados.

Para tubos de sección cuadrada en los que el ancho de cara es 60 veces el espesor, se obtienen energías de absorción muy altas, pero estas estructuras de espesor tan grande producen unas deceleraciones en el primer impacto muy altas. Por otro lado, si el espesor es más de 100 veces menor que el ancho de cara, la capacidad de absorber energía va descendiendo bruscamente.

A modo de resumen, tras este primer estudio las conclusiones obtenidas son las siguientes:

Los tubos de sección cuadrada con espesores muy finos y muy gruesos quedan descartados para el siguiente proceso de optimización debido a las siguientes causas. Las estructuras con espesores muy pequeños, del orden de 1 a 2mm, provocan que el tren sufra deceleraciones muy grandes en los últimos instantes del impacto, y los tubos cuadrados más gruesos, producen este efecto en el primer instante del impacto.

Además de la influencia del espesor, como ya se ha explicado anteriormente, la longitud influye mucho en el comportamiento de la estructura. Se determina que una longitud muy pequeña del tubo produce grandes deceleraciones en el tren al impactar, y longitudes superiores a 1m aumentan en exceso el peso de la estructura y reducen mucho el valor de la energía específica absorbida.

Con todas estas conclusiones obtenidas en los primeros test, se escogieron cuáles eran los límites adecuados para establecer máximos y mínimos en las diferentes variables dimensionales, y se procedió a un segundo estudio para concretar las dimensiones óptimas.

En los siguientes test, las dimensiones escogidas han sido las siguientes:

- Espesor: 2,75-3mm
- Longitud: 0,85-1m
- Ancho de cara: 17,5-27,5cm

Test	Espesor (mm)	Ancho (cm)	B/e	Longitud (m)	L/B	Peso (kg)
1	3	27,5	91,6	0,85	3,09	3,76
2	3	25	83,3	1	4	4,02
3	2,75	27,5	100	0,85	3,09	3,45
4	2,75	30	109,1	1	3,33	4,43
5	3	25	83,3	0,85	3,4	3,421
6	3	22,5	75	1	4,44	3,6207
7	3	20	66,6	1	5	3,2157
8	3	17,5	58,33	1	5,71	2,8107
9	2,75	17,5	63,63	1	5,714	2,578
10	2,75	15	54,45	1	6,66	2,207

Tabla 5.4. Datos dimensionales para tubos sección cuadrada.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,084	0,686	69,85	684,560	159,119	109,156	28,983	100,878
2	0,1	0,7525	58,98	578,023	145,160	109,233	27,133	100,629
3	0,079	0,735	61,78	605,451	147,844	108,666	31,462	99,995
4	0,095	0,791	64,551	632,606	137,581	108,827	24,450	100,081
5	0,085	0,671	63,986	627,064	162,928	109,473	31,992	100,676
6	0,095	0,79	64,496	632,060	137,755	108,827	30,056	100,081
7	0,099	0,789	47,093	461,514	140,347	110,734	34,435	101,243
8	0,099	0,809	41,14	403,192	134,820	109,070	38,805	100,041
9	0,095	0,95	37,85	371,080	115,394	109,625	42,517	100,173
10	0,095	0,87	32,69	320,646	125,99	110,494	50,063	100,342

Tabla 5.5. Propiedades de tubos de sección cuadrada.



Mediante este segundo estudio mucho más preciso, se han matizado algunas conclusiones obtenidas previamente.

La relación del ancho de cara frente al espesor es muy significativa en términos de energía específica absorbida (SEA). En el siguiente gráfico se muestra como aumenta proporcionalmente la energía específica absorbida al reducir el ratio radio espesor. Para ratios menores de 60 se llegan a obtener valores de capacidad de absorber energía de 50kJ/kg de material.

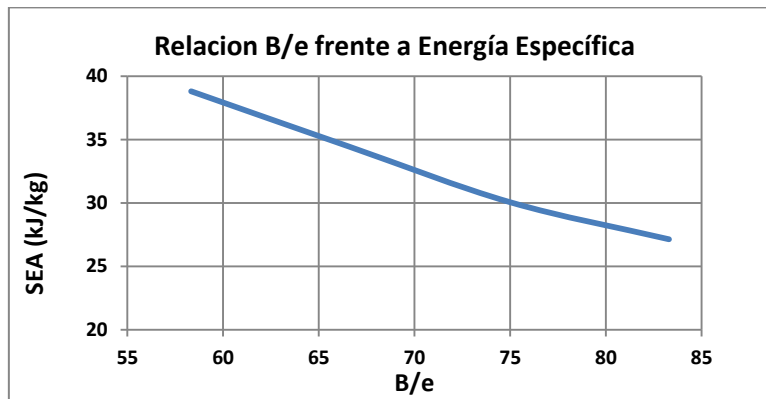


Figura 5.14. Relación entre B/e y la energía específica (SEA)

Por otro lado, en términos de fuerza máxima y fuerza media experimentada este hecho no se cumple, la disminución de este ratio no conlleva registrar menores deceleraciones. Esto se puede comprobar al observar que para el test6, en el cual tengo un ratio de 75, la máxima deceleración sufrida es de 65g's, mientras que en el test2, donde este ratio es de 83,3, la máxima deceleración es de 59g's.

Para seleccionar las dimensiones finales más óptimas para un tubo de sección cuadrada se han estudiado los cuatro mejores casos y se ha elaborado una conclusión final.

Test	Espesor (mm)	Ancho (cm)	B/e	Longitud (m)	L/B	Peso (kg)
7	3	20	66,6	1	5	3,2157
8	3	17,5	58,33	1	5,71	2,8107
9	2,75	17,5	63,63	1	5,714	2,578
10	2,75	15	54,45	1	6,66	2,207

Tabla 5.6. Dimensiones última selección de tubos cuadrados.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
7	0,099	0,789	47,093	461,514	140,347	110,734	34,435	101,243
8	0,099	0,809	41,14	403,192	134,820	109,070	38,805	100,041
9	0,095	0,95	37,85	371,080	115,394	109,625	42,517	100,173
10	0,095	0,87	32,69	320,646	125,99	110,494	50,063	100,342

Tabla 5.7. Propiedades última selección de tubos cuadrados

De los tubos escogidos, se observa que las dos estructuras con espesor de 2,75mm presentan una deceleración primaria menor que los de 3mm, y en los instantes finales sufren un pico de deceleración. La estructura de 3mm de espesor y un ancho de 20cm presenta una gran capacidad de absorber energía, absorbiendo un total de 110,7kJ, pero debido a su alto peso presenta baja energía específica, por lo que la descartamos.

Por otro lado, el tubo de 2,75mm de espesor y un ancho de cara de 15cm es la estructura que menos pesa (2,2kg) y tiene muy buenas propiedades en términos de energía absorbida. Por el contrario, presenta un pico de aceleración en los últimos instantes muy alto que hace que aumente la fuerza media durante el impacto.

Por último, comparando las dos estructuras del mismo ancho de cara (17,5cm) y espesores de 3 y 2,75mm, se observa que sus características son muy parecidas pero además de que el tubo de menor espesor pesa menos y tiene mayor energía específica, presenta una fuerza media mucho menor, de solo 115,4kN.

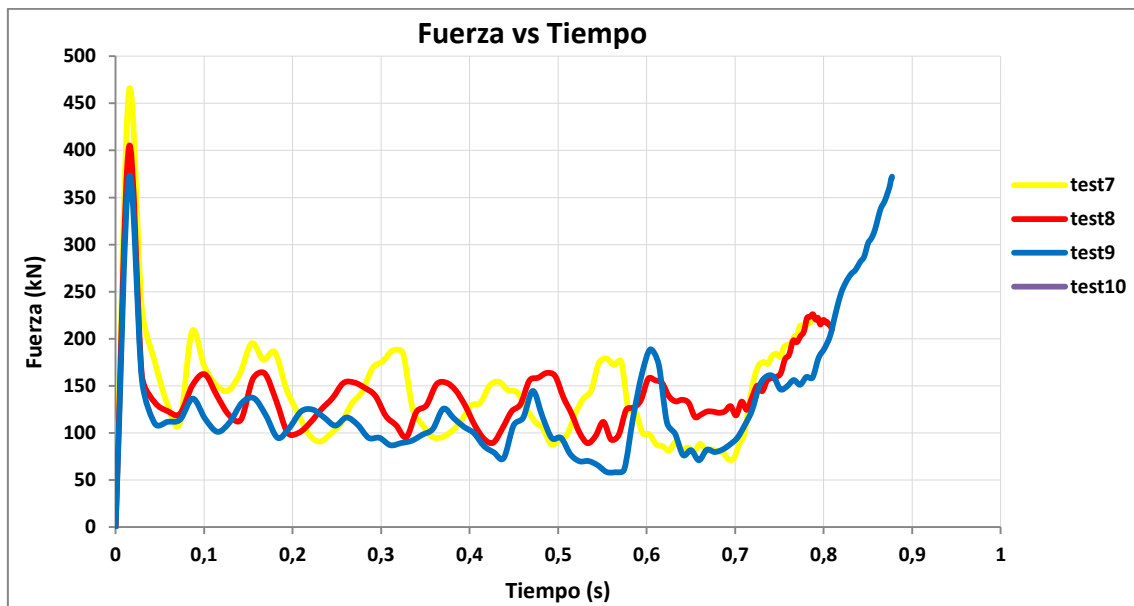


Figura 5.15. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cuadrados óptimos.

Por esto, tras muchos análisis, las dimensiones óptimas para un tubo de sección cuadrada sometido al impacto de una masa de 1000kg a 15m/s son:

- Espesor: 2,75mm
- Ancho de cara: 17,5cm
- Longitud: 1m

### 5.3 Top Hat

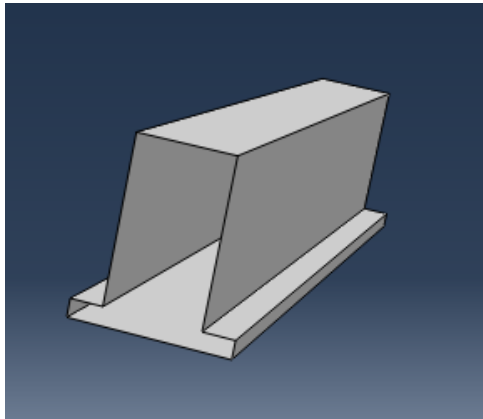


Figura 5.16. Ejemplo del diseño de estructura Top Hat.

Las estructuras denominadas top hat tienen gran capacidad para absorber energía y son muy utilizadas en los automoviles en la parte delantera y lateral de estos. Este tipo de sección es una variación del clásico tubo de sección cuadrada para disminuir su peso manteniendo la buena respuesta frente a impactos. En la siguiente figura se muestra las diferentes dimensiones que alberga este tipo de sección.

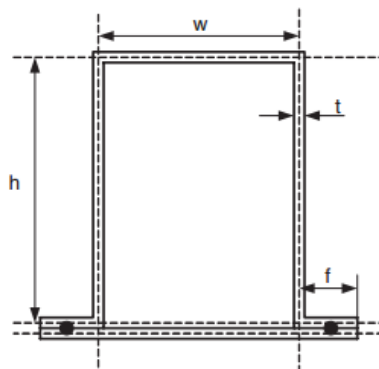


Figura 5.17. Dimensiones de estructura Top Hat. [18]

La correcta dimensión de estos parámetros nos permitirá conseguir los mejores beneficios en cuanto a peso y cantidad de energía absorbida. Al haber estudiado previamente las estructuras cuadradas, tenemos una idea de las dimensiones que tenemos que escoger y partiremos de estos datos para agilizar el análisis.

Las variables a modificar son el alto de la sección ( $h$ ), el ancho del lado superior de la sección ( $w$ ), y el ancho de los lados de los extremos ( $f$ ). La longitud ( $L$ ) y el espesor ( $t$ ) lo mantendremos constantes en 1m y 2,75mm respectivamente.

A continuación se presentan todos los test realizados para ir consiguiendo las dimensiones más óptimas para este tipo de sección. En primer lugar se muestran las dimensiones de cada estructura y posteriormente los resultados obtenidos en las simulaciones.

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
1	2,75	20	5	10	18	3,057
2	2,75	20	3	14	18	3,057
3	2,75	20	2	16	18	3,057
4	2,75	17,5	3	11,5	18	2,871
5	2,75	17,5	1,5	14,5	18	2,871
6	2,75	17,5	1,5	14,5	15	2,685
7	2,75	17,5	2,5	12,5	15	2,685
8	2,75	17,5	3	11,5	15	2,685
9	2,5	17,5	2,5	10	15	2,44
10	2,5	17,5	1,5	14	15	2,44
11	2,75	18	2	14	16	2,7602
12	2,75	18	3	12	16	2,7602
13	2,75	17	2	13	16	2,6859

Tabla 5.8. Dimensiones estructuras Top Hat .

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,1	0,745	43,34	43,34	424,82	147,129	109,744	35,896	99,713
2	0,1	0,774	43,38	43,38	425,21	140,851	109,019	35,659	98,977
3	0,097	0,813	43,34	43,34	424,78	133,745	108,802	35,588	98,777
4	0,101	0,817	50,55	50,55	495,470	134,386	109,847	38,252	99,144
5	0,095	0,842	55,560	55,560	544,494	130,603	110,020	38,312	99,425
6	0,0960	0,855	37,77	37,77	370,231	127,099	108,751	40,488	97,637
7	0,1	0,871	37,846	37,846	370,893	124,219	108,203	40,284	97,117
8	0,098	0,828	37,962	37,962	372,030	133,597	109,664	40,828	98,333
9	0,096	1,086	34,42	215,918	2116,000	91,259	99,107	40,503	88,401
10	0,091	0,901521	34,087	55,82	547,043	120,914	109,007	44,549	97,761
11	0,097	0,862	38,356	38,356	375,893	126,237	108,914	39,458	98,037
12	0,099	0,811	38,553	38,553	377,827	134,631	109,197	39,560	98,558
13	0,0960	0,825	38,066	38,066	373,050	132,480	109,426	40,739	98,036

Tabla 5.9. Propiedades estructuras Top Hat.

El espesor ya lo teníamos previamente seleccionado en 2,75mm, gracias al estudio sobre tubos cuadrados, pero se realizaron dos test con un espesor de 2,5mm para comprobar si era posible reducir esta variable algo más. Se comprobó que este espesor era demasiado fino y el comportamiento de las estructuras fue muy malo, en especial en la estructura con el lado superior más estrecho.

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
9	2,5	17,5	2,5	10	15,5	2,44
10	2,5	17,5	1,5	14	15,5	2,44

Tabla 5.10. Dimensiones para estructuras Top Hat con t=2,5mm.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
9	0,096	1,086	34,42	215,918	2116,000	91,259	99,107	40,503	88,401
10	0,0910002	0,901521	34,087	55,82	547,043	120,914	109,007	44,549	97,761

Tabla 5.11. Propiedades para estructuras Top Hat con t=2,5mm.

Ambos ejemplos presentan una deceleración muy grande en el final de la deformación debido a que no han conseguido frenar antes el tren. Esto se acentúa en el la estructura 9, donde se alcanzan deceleraciones de 215g's.

Por tanto se descarta poder reducir más el espesor de 2,75mm.

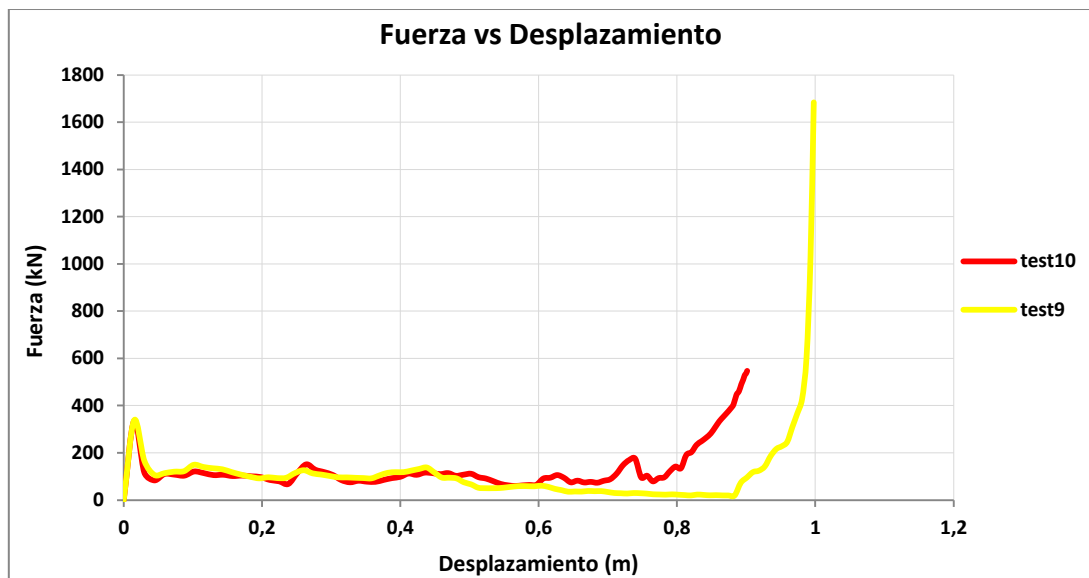


Figura 5.18. Fuerza frente a Desplazamiento de tubos Top Hat de espesor 2,5mm.

En primer lugar, hay que definir cómo se comporta a nivel estructural este tipo de secciones al recibir un impacto. Para definir el proceso de deformación estudiaremos tres instantes del ensayo, el primer impacto, su comportamiento a mitad del ensayo, y la deformación final de la estructura.

Durante el primer impacto, detectamos dos modelos de comportamiento. En primer lugar, las estructuras con un ancho de lado superior pequeño respecto al ancho inferior (la estructura de 10cm), presentan la formación de un pliegue en ambos extremos de la estructura, tanto en el extremo libre como en el empotrado, concentrando altas tensiones en ambos lados. Por otro lado, como se observa en la siguiente figura, en las estructuras con mayor ancho de lado, el plegado únicamente se produce en el extremo libre.

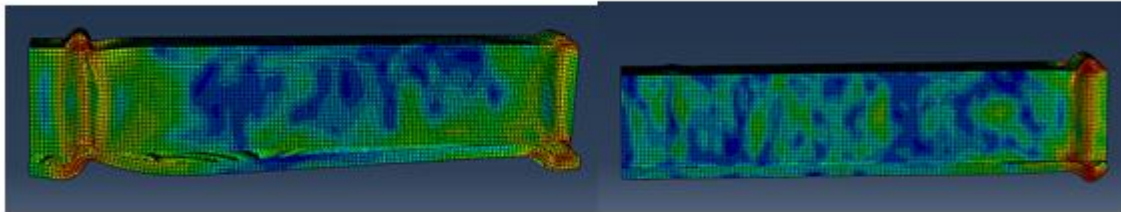


Figura 5.19. Deformación de estructuras Top Hat ante el primer impacto.

Tras superar este primer impacto continua la deformación. En las estructuras con un ancho de lado grande, es decir, más de un 60% del ancho total de la pieza, la formación de pliegues se produce desde el extremo libre, encontrando diferencias en la simetría y homogeneidad de los pliegues según el ancho del lado superior. Cuanto más ancho el lado superior, los pliegues son mucho más cortos y simétricos, favoreciendo la disipación de energía de una forma lineal y suave. En la siguiente figura se muestra en primer lugar la estructura de 16cm de lado superior, con pliegues muy cortos y simétricos, y en segundo lugar la estructura de 14cm de lado superior, con una deformación mucho más asimétrica.

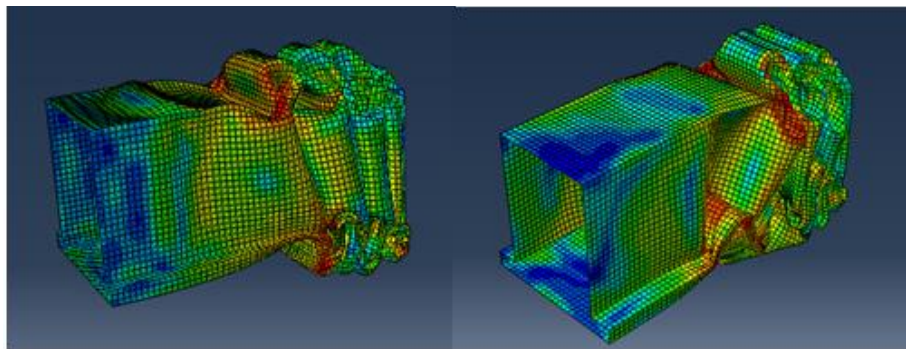


Figura 5.20. Deformación estructuras Top Hat según lado superior.

Para las estructuras con un ancho superior inferior a esta 60%, la formación de pliegues se produce desde el extremo empotrado. Al formarse los pliegues sobre el extremo empotrado, la pieza se levanta debido al empuje de la masa y esto puede llegar a originar problemas como en el siguiente caso.

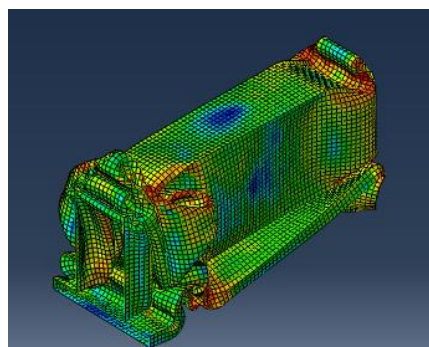


Figura 5.21. Deformación estructuras Top Hat con lado superior pequeño.

La deformación sufrida por el test 9 es un caso especial. Fue la única estructura que probé con un espesor de 2,5mm y además con un ancho de lado superior pequeño (10cm). En los primeros instantes se deformaba mediante la formación de pliegues en el extremo libre hasta un instante en el que empieza a plegarse por el extremo empotrado. Justo en este instante, la pieza gira sobre si misma desencadenando en la deformación mostrada a continuación. La masa chocante va a impactar sobre la estructura girada y la va a hacer rotar sobre el pliegue formado en el extremo empotrado. Obviamente, pierde toda capacidad de absorber energía y el tren se precipita a una alta velocidad contra el empotramiento.

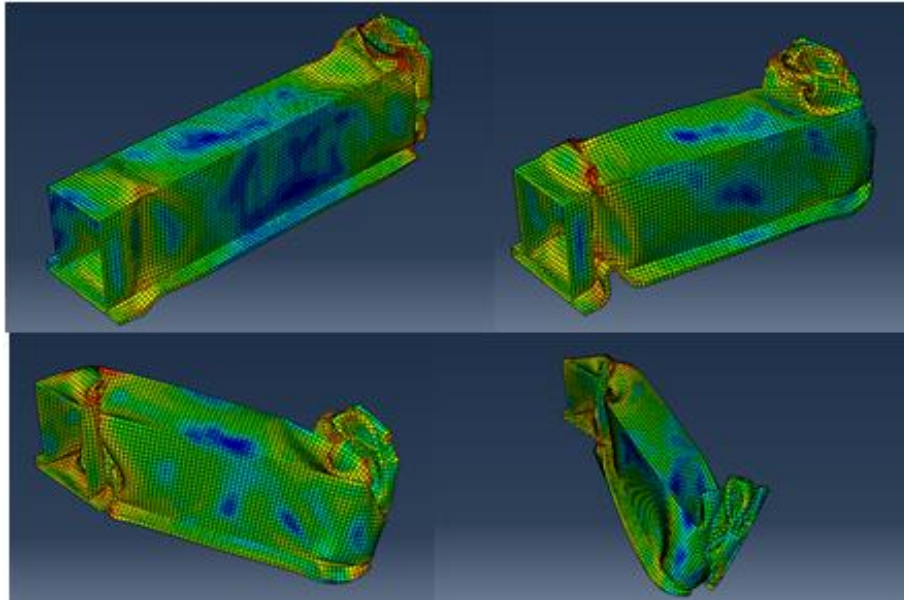


Figura 5.22. Deformación tubo Top Hat test9.

El estado final de los tres tipos de sección, de menor a mayor ancho de lado superior se muestra en la siguiente figura (10cm, 14cm, 16cm). La simetría y homogeneidad de la que hablábamos se identifica muy bien en el estado final, donde los pliegues de la última estructura se aprecian fácilmente, mientras que los de la primera, con un ancho de lado superior de 10cm, son indistinguibles debido a la asimetría de la deformación. Por último, aunque sean de la misma longitud, la estructura con mayor lado superior se pliega totalmente sobre si misma, a diferencia de las otras dos, donde el extremo empotrado mantiene su forma.

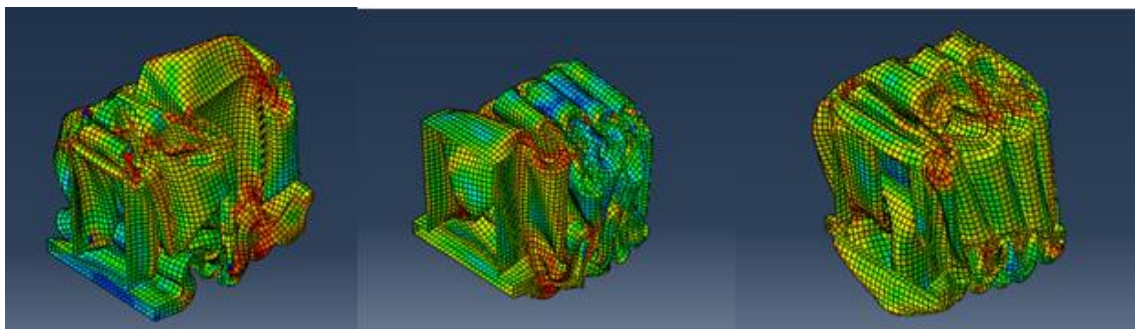


Figura 5.23. Estado final estructuras Top Hat según ancho de lado superior



Analizada la deformación en función del ancho del lado superior, adjunto las propiedades de tres casos en los que lo único que varía es esta propiedad, para analizar todos estos parámetros.

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
6	2,75	17,5	1,5	14,5	15	2,685
7	2,75	17,5	2,5	12,5	15	2,685
8	2,75	17,5	3	11,5	15	2,685

Tabla 5.12. Dimensiones de ejemplos de tubos Top Hat variando el ancho superior.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
6	0,0960	0,855	37,77	37,77	370,231	127,099	108,751	40,488	97,637
7	0,1	0,871	37,846	37,846	370,893	124,219	108,203	40,284	97,117
8	0,0980003	0,828	37,962	37,962	372,030	133,597	109,664	40,828	98,333

Tabla 5.13. Propiedades de ejemplos de tubos Top Hat variando el ancho superior

El comportamiento de estas tres estructuras en términos de energía absorbida es demasiado parecido teniendo en cuenta la diferente forma de deformarse que presentan.

En primer lugar, a nivel de deceleraciones experimentadas, los datos indican que la máxima deceleración sucede al impactar el tren contra la topera, decelerando a unos 37g's durante 10ms. En los instantes finales, los pasajeros volverían a experimentar este valor de deceleración nuevamente hasta el frenado total del tren. Como deceleración media, los valores de fuerza media de la estructura de 12,5cm de lado superior presenta las mejores propiedades, con un valor de 124,2kN, favorecido porque absorbe menos energía y además lo hace con un recorrido mayor sobre el elemento (0,871m).

En términos de energía disipada, las tres estructuras disipan en torno a un 90% de esa energía de manera inelástica, y al tener la misma masa los tres elementos, presentan la misma energía específica, 40kJ/kg.

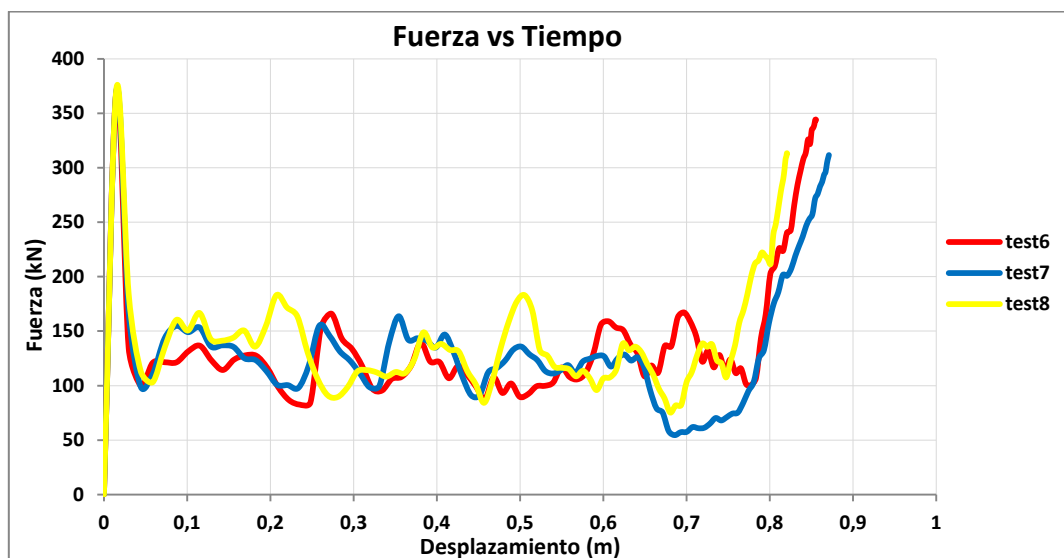


Figura 5.24. Fuerza frente a desplazamiento tubo Top Hat según ancho de cara superior.



La elección de la altura óptima para este tipo de estructuras se conseguirá estudiando su influencia. El procedimiento seguido es el utilizado durante todo este estudio, analizar la variación de esta dimensión manteniendo constantes el resto de parámetros. Los elementos elegidos en este caso son los siguientes.

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
5	2,75	17,5	1,5	14,5	18	2,871
11	2,75	18	2	14	16	2,7602
6	2,75	17,5	1,5	14,5	15	2,685

Tabla 5.14. Dimensiones tubos Top Hat comparativa de altura

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
5	0,0950	0,842	55,560	55,560	544,494	130,603	110,020	38,312	99,425
11	0,097	0,862	38,356	38,356	375,893	126,237	108,914	39,458	98,037
6	0,0960	0,855	37,77	37,77	370,231	127,099	108,751	40,488	97,637

Tabla 5.15. Propiedades tubos Top Hat comparativa de altura.

En adición a la tabla sobre las propiedades de cada estructura, se presenta la gráfica fuerza frente a desplazamiento.

Observando los datos de la tabla 5.15, la sección con mayor altura es la que más energía absorbe, llegando a absorber 110kJ, con un 90% de ella absorbida plásticamente. En este aspecto, esta altura es la dimensión más propicia pero existen otros factores.

Por otra parte, la estructura de más altura produce la mayor deceleración en el primer impacto, de unos 55g's, por los 38g's de los otros elementos de 16 y 15cm de altura. Además, absorbe la energía de una manera más violenta, exponiendo a los pasajeros a una fuerza media de 130,6kN durante el impacto, frente a los 126kN de la estructura de 16cm de alto.

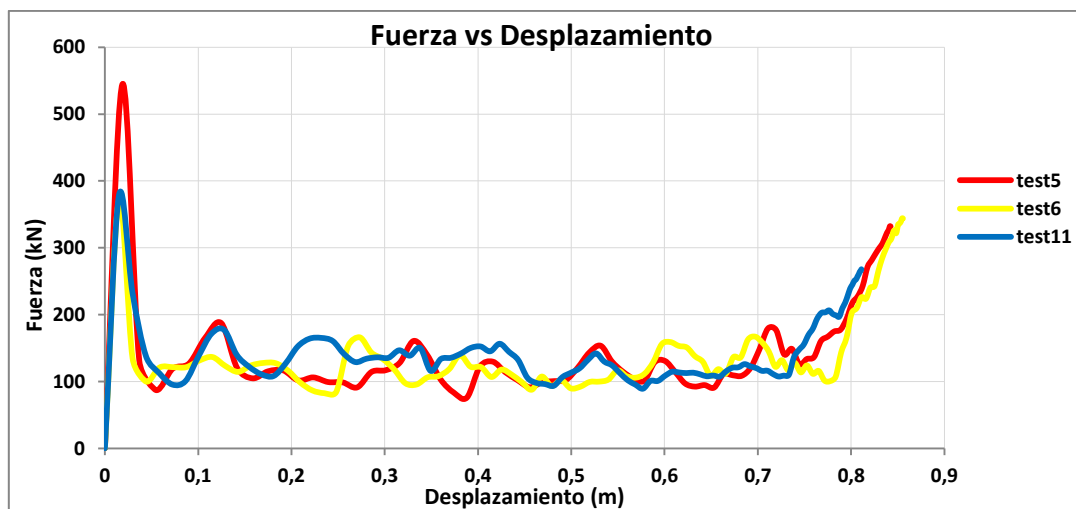


Figura 5.25. Fuerza frente a desplazamiento estructuras Top Hat según altura.

Los datos recogidos para las diferentes estructuras no muestran un patrón muy definido que establezcan cuáles son las mejores dimensiones a escoger. De todos modos, se han seleccionado 5 estructuras como las que mejores propiedades presentan ante el impacto y se ha buscado la estructura más óptima.

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
1	2,75	20	5	10	18	3,057
5	2,75	17,5	1,5	14,5	18	2,871
6	2,75	17,5	1,5	14,5	15	2,685
8	2,75	17,5	3	11,5	15	2,685
13	2,75	17	2	13	16	2,685

Tabla 5.16.Dimensiones estructuras Top Hat más óptimas.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Especifica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,1	0,745	43,34	43,34	424,82	147,129	109,744	35,896	99,713
5	0,095	0,842	55,560	55,560	544,494	130,603	110,020	38,312	99,425
6	0,0960	0,855	37,77	37,77	370,231	127,099	108,751	40,488	97,637
8	0,098	0,828	37,962	37,962	372,030	133,597	109,664	40,828	98,333
13	0,0960	0,825	38,066	38,066	373,050	132,480	109,426	40,739	98,036

Tabla 5.17.Propiedades estructuras Top Hat más óptimas.

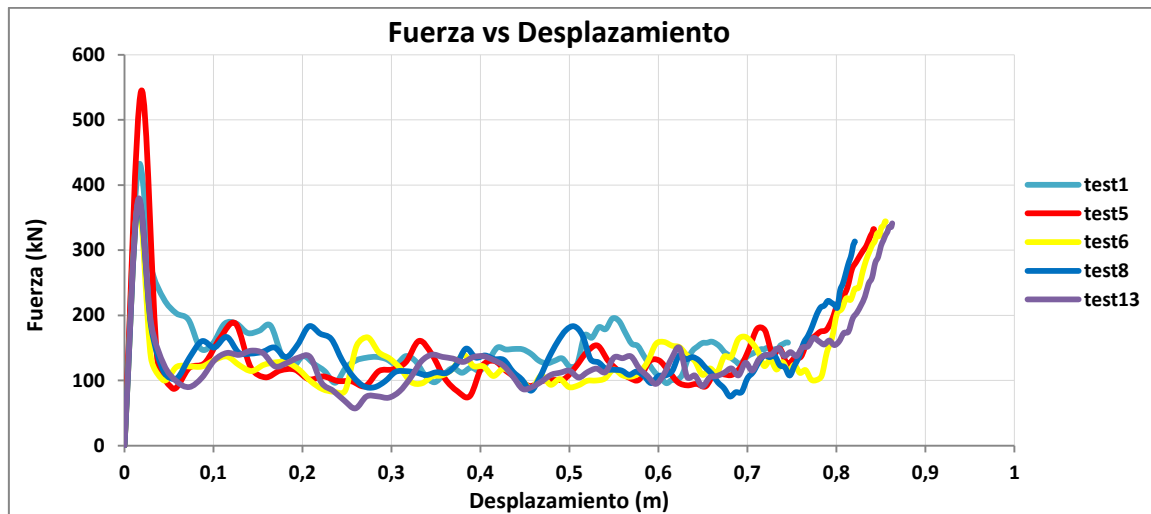
Como ya se ha explicado anteriormente, no he encontrado un patrón muy claro en el comportamiento de las estructuras en función de la variación de sus dimensiones.

Tomando como parámetro diferenciador la máxima deceleración sufrida, descartamos la sección de más altura, ya que provoca deceleraciones de 50g's, aunque es la estructura que más energía absorbe. (110kJ)

Estableciendo como parámetro característico el ancho del lado superior (w), la estructura de 10cm de ancho, además de ser la más pesada y tener poca energía específica, provoca una fuerza media por metro de casi 150kN, muy superior a las demás.

En términos de energía total absorbida tenemos que desechar la opción 6, ya que únicamente absorbe 108,751kJ.

Por ultimo nos quedan la opción 8 y 13, que tienen la misma energía específica, 40,8kJ/kg, prácticamente la misma fuerza media, 133kN, y ambas provocan como máximo deceleraciones de 38g's en el tren.



Por tanto, tras estas conclusiones, definimos las dimensiones más óptimas para una estructura top hat como:

- Espesor (t) = 2,75mm
- Longitud (L) = 1m
- Ancho total: 17,5cm
- Ancho lado superior (w) = 11,5cm
- Ancho de los extremos (f) = 3cm
- Alto de la sección (h) = 15cm

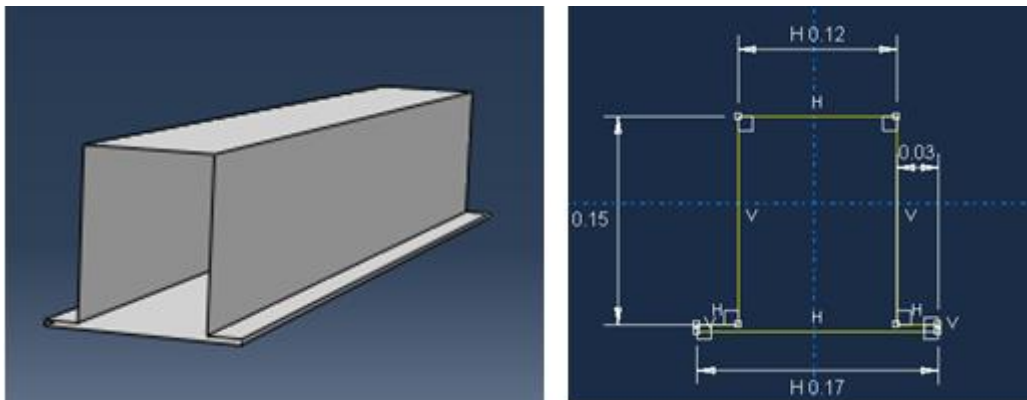


Tabla 5.18. Topera Top Hat seleccionada.

## 5.4 Double Top Hat

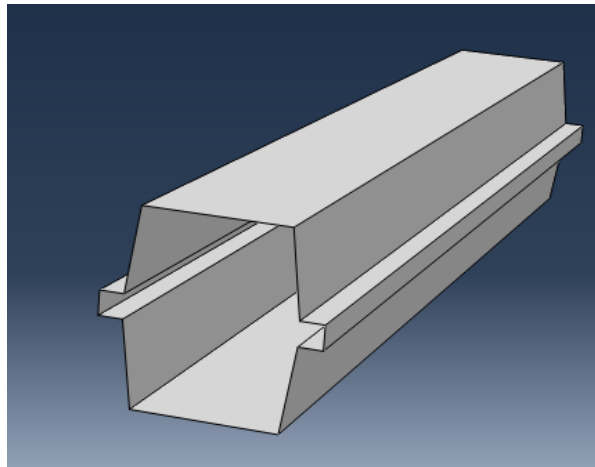


Figura 5.26. Ejemplo de estructura Double Hat section

Este tipo de estructura es una evolución de la estructura top hat simple. Se trata de duplicar la forma de esta sección y unirlos mediante remaches para obtener la forma ilustrada en la anterior figura. Los puntos de colocación de esos remaches son muy importantes para el comportamiento de la estructura pero nosotros no lo consideraremos, nuestra estructura será como una única parte.

Las dimensiones que se pueden modificar en este tipo de sección son las mostradas a continuación. Al igual que en el estudio anterior, variaremos estas dimensiones para optimizar al máximo el comportamiento frente a impacto. Estas dimensiones son, el ancho total de la sección ( $B$ ), la altura ( $H$ ), el ancho de los lados inferior y superior de la estructura ( $b$ ), la longitud de los lados extremos ( $f$ ), y el ángulo formado entre el lado superior y la horizontal ( $\gamma$ ).

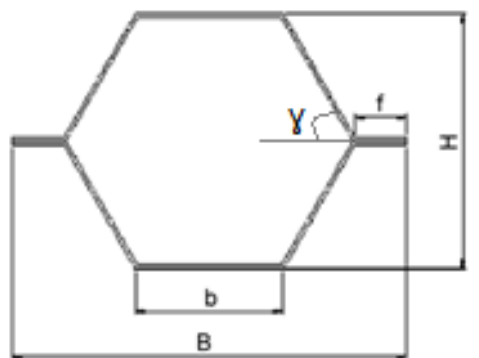


Figura 5.27. Dimensiones de estructura Double Top Hat.

Con las dimensiones obtenidas como eficaces en el estudio de la estructura Top hat, hemos podido minimizar las simulaciones en unos rangos más delimitados. Los resultados y dimensiones escogidas se muestran en las siguientes tablas.

Test	Espesor (mm)	B (cm)	b(cm)	f(cm)	H(cm)	$\gamma$ (°)
1	2,75	18	12	2	16	81,86
2	2,75	18	10	2	16	74,05
3	2,75	18	8	2	16	66,8
4	2,75	18	14	1	16	81,86
5	2,75	18	12	2	15	81,25

Tabla 5.19. Dimensiones de tubos Double Top Hat.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,103	0,804	42,42	42,42	416,328	137,691	110,802	101,225
2	0,0963	0,7476	40,21	40,21	394,061	148,400	110,948	100,745
3	0,112	0,7002	38,52	100,4	9756,25	135,609	94,926	87,277
4	0,125	0,95	40,25	112,2	9800,5	150,309	102,269	94,032
5	0,112	0,904675	41,19	96,54	9600,5	115,921	104,871	96,224

Tabla 5.20. Propiedades de tubos Double Top Hat

El modo de deformarse de este tipo de estructuras sigue un patrón característico durante todo el ensayo. Los pliegues se forman de la siguiente manera, primero se aplastan hacia adentro las caras laterales de la estructura, abombándose hacia afuera los lados superior e inferior de esta, para posteriormente producirse el efecto contrario, se aplastan hacia dentro los lados superior e inferior, y se abomban hacia afuera los lados laterales. La longitud de los pliegues es bastante grande por lo que he observado en las simulaciones y no muy simétricos.

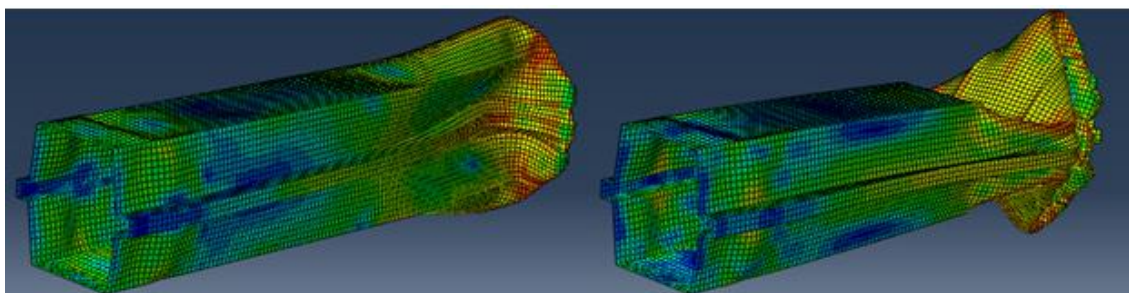


Figura 5.28. Secuencia de la formación de un pliegue en estructuras Double Top Hat.

Al igual que en las estructuras top hat, la creación de un pliegue en el extremo empotrado suele conllevar mal comportamiento frente al impacto al comenzar la estructura a girar sobre este pliegue durante el resto del impacto. Esta situación me ha ocurrido en los casos 3 y 4, los cuales tienen dimensiones muy diferentes. A continuación se muestra un ejemplo de este caso y su deformación final.

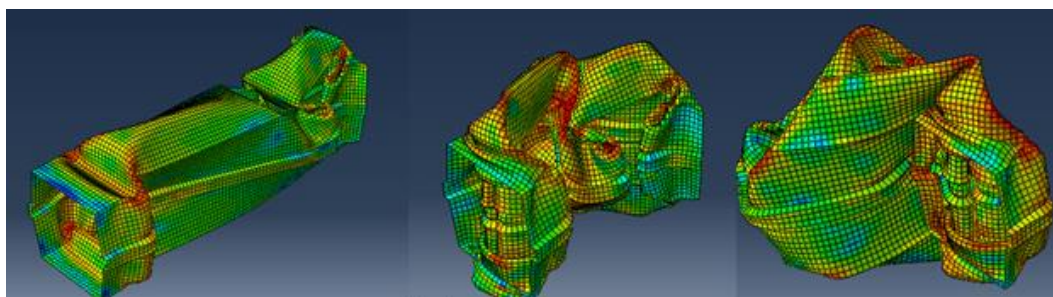


Figura 5.29. Secuencia de plegado en el extremo empotrado para estructuras Double Top Hat.

La deformación de los tubos que únicamente se pliegan desde el extremo libre es la más productiva. Se crean en torno a 3 o 4 pliegues y el extremo empotrado no se deforma. En la siguiente figura se muestra un ejemplo del estado final, de los casos 1 y 2.

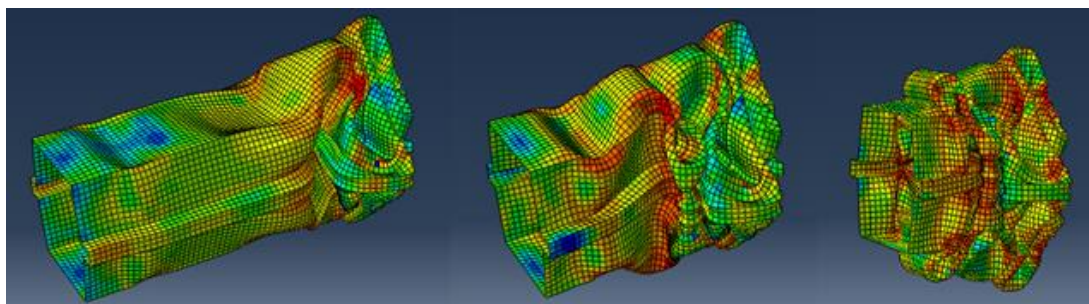


Figura 5.30. Secuencia de la deformación de Estructuras Double Top Hat con buenas propiedades.

Una vez definida el modo de deformarse que tienen los diferentes elementos simulados se continúa con el estudio.

Para este tipo de sección, las dimensiones escogidas tienen que ser muy precisas, porque en cuanto una dimensión no está bien escogida, se produce el pliegue en el extremo empotrado y sucede lo explicado anteriormente, perdiendo toda capacidad de absorber el impacto. Tras diferentes ensayos, únicamente se obtuvieron buenos resultados en dos de ellas, la estructura 1 y 2, que posteriormente se van a comparar.

Test	Espesor (mm)	B (cm)	b(cm)	f(cm)	H(cm)	$\gamma$ (°)
1	2,75	18	12	2	16	81,86
2	2,75	18	10	2	16	74,05

Tabla 5.21. Dimensiones de estructuras Double Top Hat más óptimas.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,103	0,804	42,42	42,42	416,328	137,691	110,802	101,225
2	0,0963	0,7476	40,21	40,21	394,061	148,400	110,948	100,745

Tabla 5.22. Propiedades de estructuras Double Top Hat más óptimas.

La gráfica fuerza frente a desplazamiento muestra el comportamiento de los dos tubos seleccionados. Ambos son de 18 cm de ancho por 16 cm de alto, con los lados exteriores de 2cm. Únicamente varían en el ancho de los lados superior e inferior y en consecuencia, en el ángulo que forman con la horizontal.

Ambos absorben gran cantidad de energía, casi 111kJ, con un 90% disipada plásticamente. También coinciden en la forma de absorber el primer impacto, generando aceleraciones de 40g's en la masa chocante. El parámetro que los distingue y resulta determinante para su elección como las dimensiones óptimas, es la fuerza media durante el impacto. En el caso de la sección con menor ancho de lado superior y menor ángulo de inclinación, la fuerza media es un 10% mayor que la del caso con mayor inclinación frente a la horizontal.

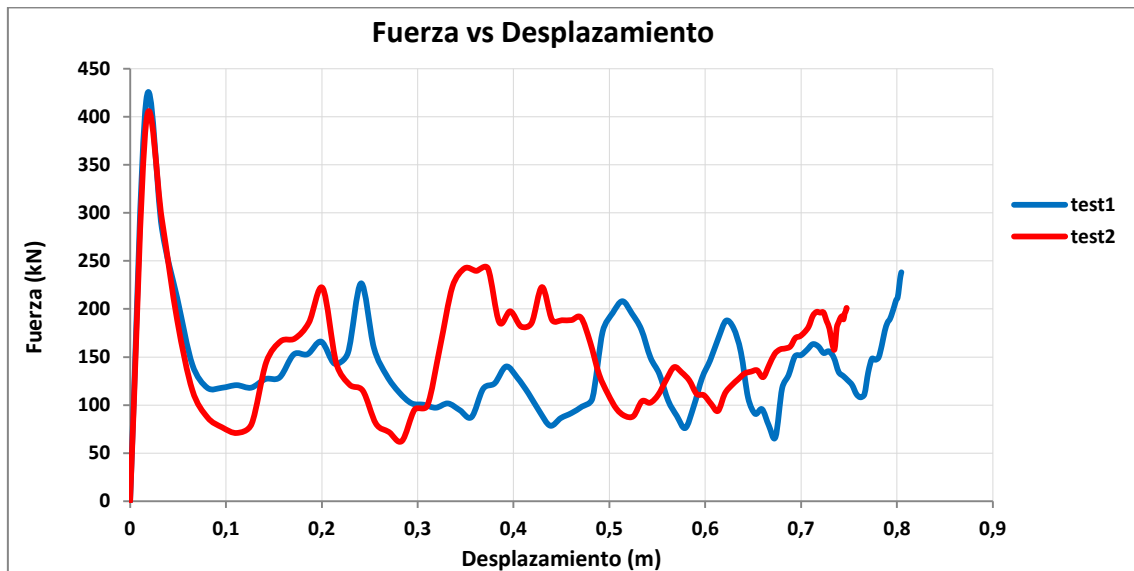


Figura 5.31. Fuerza frente a Desplazamiento de tubos double top hat seleccionados.

El tubo double top hat que presenta mejores propiedades frente a las características del ensayo simulado tiene las siguientes dimensiones:

- Longitud (L) = 1m
- Espesor (t) = 2,75mm
- Ancho (B) = 18cm
- Ancho lados superior e inferior (b) = 12cm
- Ancho lados exteriores (f) = 2cm
- Altura (H) = 16cm
- Ángulo de inclinación ( $\gamma$ ) = 81,86°

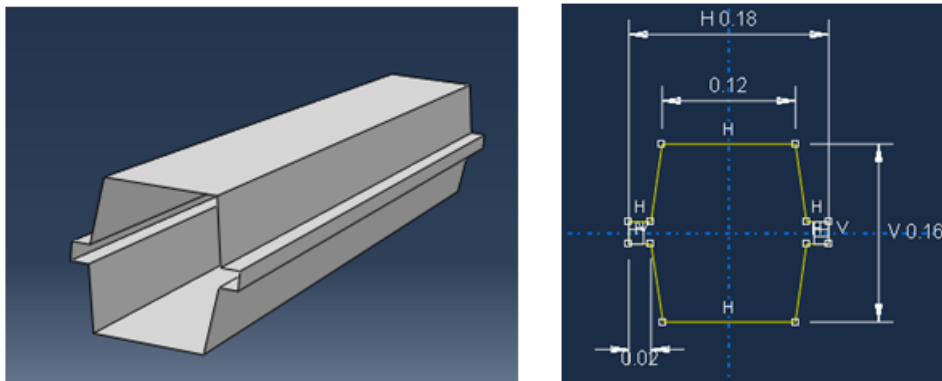


Figura 5.32. Topera Double Top Hat seleccionada

## 5.5 Comparativa sección Cuadrada, Top Hat y Double Top Hat

Una vez definidas las tres estructuras más eficaces para cada tipo de sección, se van a comparar entre ellas, para concretar cuál sería la estructura más propicia para fabricar en un caso real. En primer lugar, se muestran las características dimensionales y propiedades del ensayo de cada una de ellas.

### - Sección Cuadrada.

Test	Espesor (m)	Ancho (m)	B/e	Longitud (m)	L/B	Peso (kg)
9	2,75	17,5	63,63	1	5,714	2,578

Tabla 5.23. Dimensiones Tubo Cuadrado seleccionado.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
9	0,095	0,95	37,85	371,080	115,394	109,625	42,517	100,173

Tabla 5.24. Propiedades Tubo Cuadrado seleccionado.

### - Top hat

Test	Espesor (mm)	B(cm)	f (cm)	w(cm)	h(cm)	Peso (kg)
8	2,75	17,5	3	11,5	15	2,685

Tabla 5.25. Dimensiones Tubo Top Hat seleccionado.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
8	0,098	0,828	37,962	37,962	372,030	133,597	109,664	40,828	98,333

Tabla 5.26. Propiedades Tubo Top Hat seleccionado

### - Double Top hat

Test	Espesor (mm)	B (cm)	b(cm)	f(cm)	H(cm)	γ (°)
1	2,75	18	12	2	16	81,86

Tabla 5.27. Dimensiones Tubo Double Top hat seleccionado.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,103	0,804	42,42	42,42	416,328	137,691	110,802	101,225

Tabla 5.28. Propiedades Tubo Double Top Hat seleccionado.



Mediante los datos aportados y las gráficas que se muestran se puede comparar adecuadamente los tres tipos de sección.

El tubo `double top hat` es de las tres estructuras la que más energía absorbe, alcanzando los 110,8kJ, frente a los 109,6kJ de las otras dos. Como se observa en la gráfica de energía frente a tiempo, la sección cuadrada absorbe menos energía durante todo el impacto, para en los últimos instantes aumentar exponencialmente esta propiedad debido a una brusca pérdida de velocidad, reflejado en la pérdida de linealidad de la energía cinética.

Comparando la deceleración máxima que provocan en el tren, todas ellas generan deceleraciones de en torno a 40g's en el primer impacto del ensayo. Posteriormente, el tubo de sección cuadrada genera fuerzas medias menores durante su deformación, con un valor medio total de 115kN, frente a los 133kN y 137kN de la sección Top hat y Double Top hat respectivamente.

Con todo esto y debido a su facilidad para fabricarse mediante un proceso de extrusión, mi opción entre estos tres tipos de sección sería la de tubo cuadrado, ya que presenta muy buenas propiedades frente a impacto.

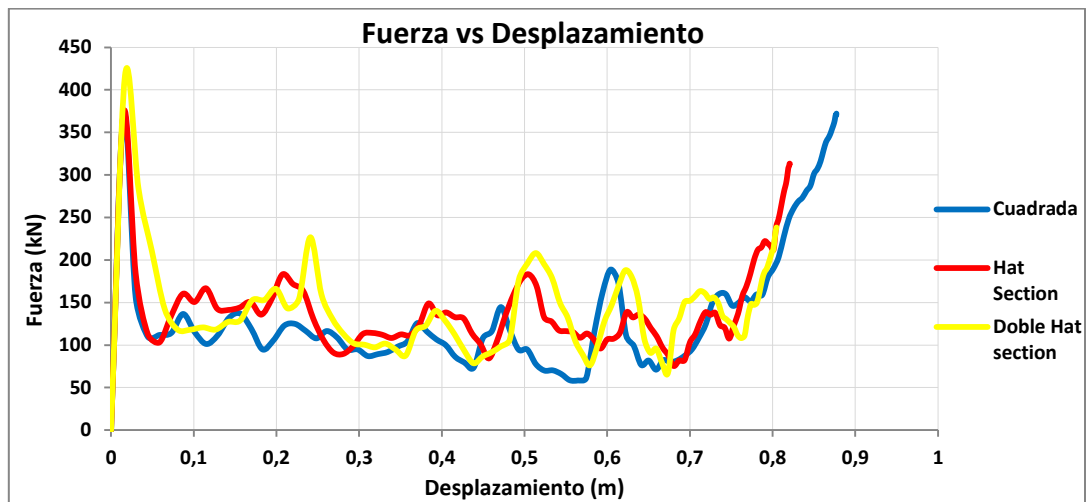


Figura 5.33. Comparación Fuerza frente a Desplazamiento de secciones cuadrada, top hat y double top hat.

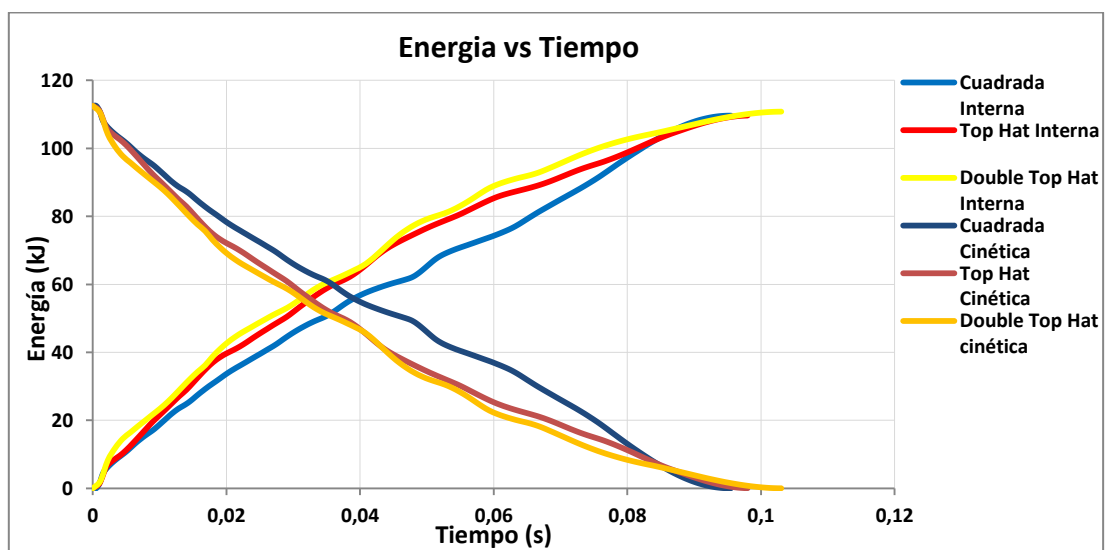


Figura 5.34. Comparación Energías frente a tiempo de secciones cuadrada, top hat y double top hat.

## 5.6 Sección Circular

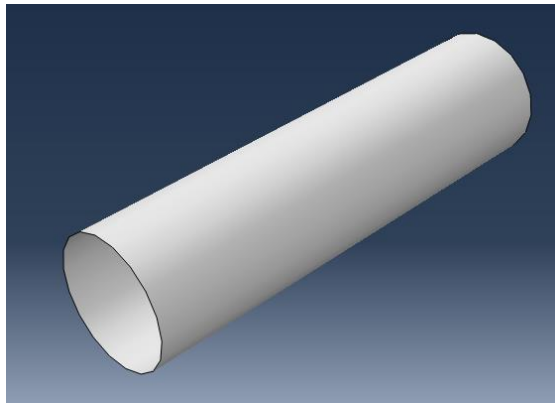


Figura 5.35. Ejemplo de Tubo Circular

Los tubos de pared delgada cilíndricos son muy utilizados en estructuras para absorber impactos debido a su fácil producción por extrusión y su buena capacidad para absorber energía.

Para analizar la influencia de las variables dimensionales de un tubo circular se ha seguido el siguiente procedimiento.

En primer lugar, se han establecido unos rangos máximos y mínimos para cada variable y se han probado diferentes combinaciones analizando el resultado de cada una. Las variables dimensionales que se van a modificar del tubo circular son el radio, la longitud, y el espesor del material. Los rangos establecidos han sido los siguientes:

- Espesor: 1-4mm
- Radio: 10-25cm
- Longitud: 0,75-1m

Con los datos obtenidos mediante las simulaciones para cada tipo de estructura, se han establecido unas conclusiones determinantes a la hora de comprender el efecto que tienen estas variables dimensionales en el comportamiento frente a un impacto axial de estas estructuras.

Una vez definidas estas conclusiones, se ha realizado un segundo estudio, con los rangos dimensionales de las variables más reducidos y se ha escogido el tubo de sección circular con las dimensiones más óptimas.

En la siguiente tabla se muestran las variables dimensionales de cada estructura. En primer lugar se han realizado 9 test para poder sacar conclusiones y posteriormente poder ir concretando las dimensiones óptimas.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Peso (kg)
1	3	10	33,3	0,75	4,16	3,75
2	3	12,5	41,6	0,75	4	4,71
3	2	15	75	1	3,12	5,05
4	2	20	100	1	3,3	6,75
5	2,5	20	80	0,75	1,6	6,32
6	4	15	37,5	1	5	10,01
7	2,5	15	60	1	3,75	6,30
8	1	25	250	1,25	3,33	5,29
9	2,75	10	37	0,75	2,83	3,38

Tabla 5.29. Dimensiones de los tubos circulares.

En la siguiente tabla se recogen las propiedades buscadas que nos encaminaran hacia las dimensiones óptimas de este tipo de estructuras.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,0730	0,640817	43,60	55,06	539,640	172,408	110,482	29,385	104,635
2	0,0830	0,634018	63,81	63,81	625,420	174,155	110,418	23,423	104,492
3	0,0920	0,899919	36,59	58,95	577,734	120,444	108,390	21,440	100,365
4	0,0990	0,918713	49,11	54,41	533,279	118,495	108,863	16,123	102,202
5	0,0800	0,654508	82,63	82,63	809,824	167,863	109,868	17,378	104,605
6	0,041	0,3098	73,28	73,28	718,207	357,462	110,742	11,026	106,155
7	0,1	0,75759	45,78	45,78	448,710	146,181	110,746	17,554	104,908
8	0,0980	1,245	10,37	178,17	1746,090	81,798	101,839	19,248	88,745
9	0,0790	0,628126	63,79	63,79	625,170	175,342	110,137	32,498	104,251

Tabla 5.30. Propiedades para cada tipo de tubo circular.

### 5.6.1 Efecto del Ratio R/e

El conocimiento de cómo influye esta proporción en el comportamiento de los tubos circulares es fundamental. La correcta selección de estas dimensiones nos permitirá reducir costes a la hora de fabricar la pieza y obtener mejores propiedades frente al impacto.

Para analizar este ratio he dividido el estudio por espesores, comparando tubos de mismo espesor y longitud, variando su radio. En las siguientes tablas y gráficos se muestran las características más importantes para tubos de 3mm, 2,5mm y 2mm.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Energía Absorbida (kJ)	Fuerza Media (kN)	Energía Específica (kJ/Kg)
1	3	10	33,3	0,75	43,60	55,06	110,482	172,408	29,385
2	3	12,5	41,6	0,75	63,81	63,81	110,418	174,155	23,423

Tabla 5.31. Datos para tubos de 3mm.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Energía Absorbida (kJ)	Fuerza Media (kN)	Energía Específica (kJ/Kg)
5	2,5	20	80	0,75	82,63	82,63	109,868	167,863	17,378
10	2,5	15	60	0,75	20,29	57,784	109,884	155,531	27,685
11	2,5	12,5	50	0,75	18,09	98,788	108,981	134,315	26,403

Tabla 5.32. Datos para tubos de 2,5mm.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Energía Absorbida (kJ)	Fuerza Media (kN)	Energía Específica (kJ/Kg)
3	2	15	75	1	43,60	58,95	108,390	120,444	21,440
4	2	20	100	1	63,81	63,81	108,863	118,495	16,123

Tabla 5.33. Datos para tubos de 2mm.

La relación de la dimensión del radio frente al espesor va a tener influencia en la forma de deformarse de los tubos. Analizando los distintos ejemplos, he podido visualizar dos tipos de comportamiento en la deformación de los tubos, con algunas excepciones que ahora se matizarán.

Al sufrir el primer impacto, se observan tres comportamientos diferentes según el ratio, aunque también influidos por el espesor. Un primer caso, es el del tubo del test 1, de 3mm de espesor y ratio 31, que cuando sufre el primer impacto sufre una pequeña deformación en los dos extremos, pero únicamente se pliega por el extremo donde recibe el impacto, como se observa en la figura a). Otro caso es el observado en el test3 y test 5 (fig b) , donde únicamente se pliega por el extremo empotrado .Por último, en los test 10 y 11, el plegado se produce de forma simultánea en los dos extremos.

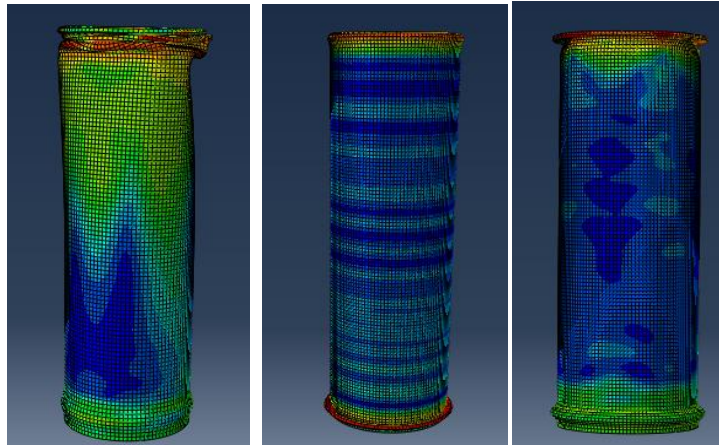


Figura 5.36. Modos de deformación en el primer impacto de tubos circulares a) Test1 b) Test3 c) Test10

Tras el primer impacto, la deformación entre los casos de mayor ratio y los de menor ratio sí que va a estar claramente diferenciada. En los casos de tubos con menor ratio, la deformación se divide como en dos etapas. En primer lugar, la deformación se produce únicamente mediante la formación de pliegues simétricos en el extremo donde esta siendo impactada, como se muestra en la fig a), hasta un determinado instante en el que empieza a plegarse por el extremo empotrado (fig b). A partir de este momento ya únicamente va a plegarse por este extremo hasta el final del impacto. Por último, cuando ya se ha plegado completamente el tubo, la estructura se aplasta sobre si misma, produciéndose las mayores tensiones en este instante. A continuación se muestra la secuencia del plegado.

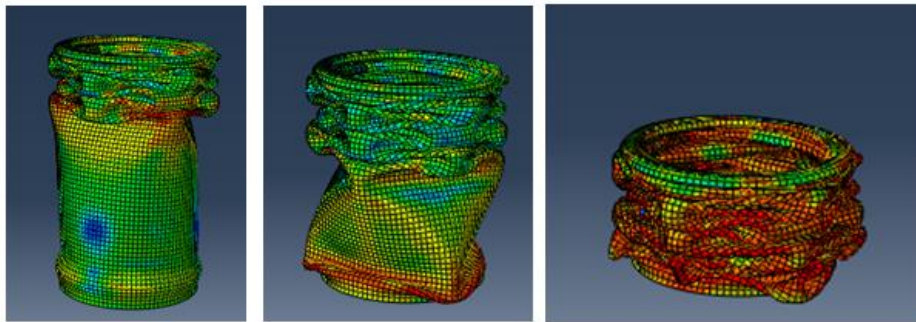


Figura 5.37. Secuencia de la deformación en tubos circulares con ratio radio espesor pequeño

En el caso de las estructuras con ratios mayores, es decir, los test 2,4 y 5, la deformación tras el primer impacto sigue el siguiente patrón. La deformación se produce únicamente mediante la formación de pliegues desde el extremo empotrado, hasta que la pieza queda totalmente plegada. A continuación se muestra la secuencia de la deformación, donde se observa claramente la definición del proceso mencionado.

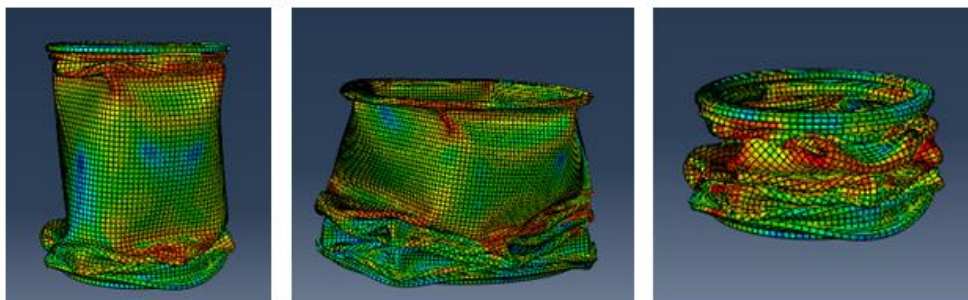


Figura 5.38. Secuencia de la deformación en tubos circulares con ratio radio espesor grande

El distinto modo de deformarse de los tubos con mayor o menor ratio radio espesor es determinante para los valores obtenidos en términos de energías y deceleraciones experimentadas.

Para los tres tipos de espesor, la representación de la deceleración sufrida respecto al tiempo muestra una forma particular. En todas ellas, cuanto mayor es el ratio radio espesor, mayor deceleración obtengo en el primer instante del impacto. Esta característica se acentua en el caso del tubo del test5, donde el primer impacto se disipa unicamente mediante el plegado del extremo empotrado, y las deceleraciones sufridas son 4 veces mayores que las de los tubos de menor radio, como se observa en la siguiente figura

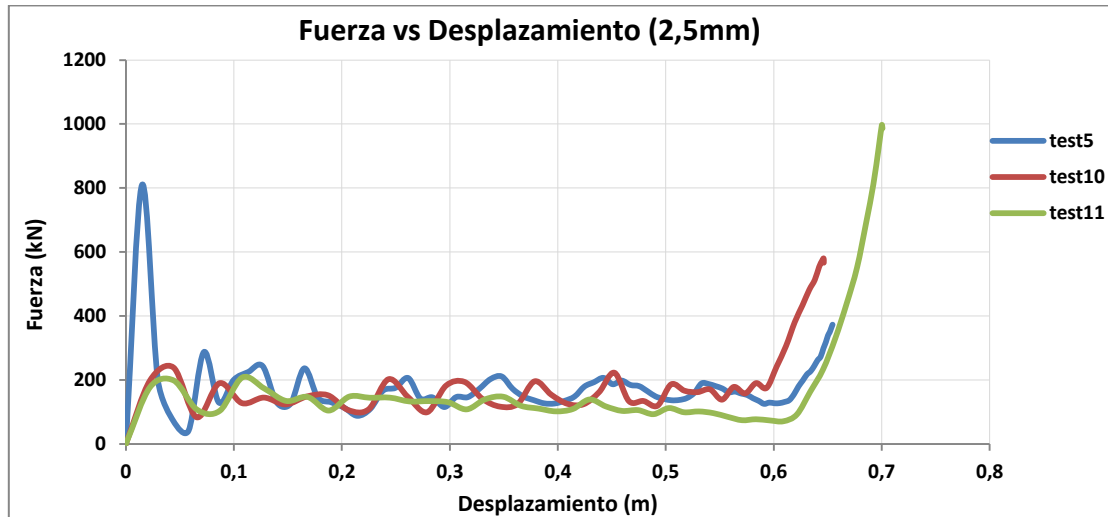


Figura 5.39. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 2,5mm.

Además de este comportamiento común, existe otro que se puede observar a simple vista. Todos los tubos con ratios bajos producen un aumento de la deceleración en los instantes finales del impacto. Esto se debe al modo que tienen de deformarse, ya que como he explicado anteriormente, una vez que ya están totalmente plegadas las estructuras, estas se aplastan sobre si mismas, obteniéndose las tensiones más altas.

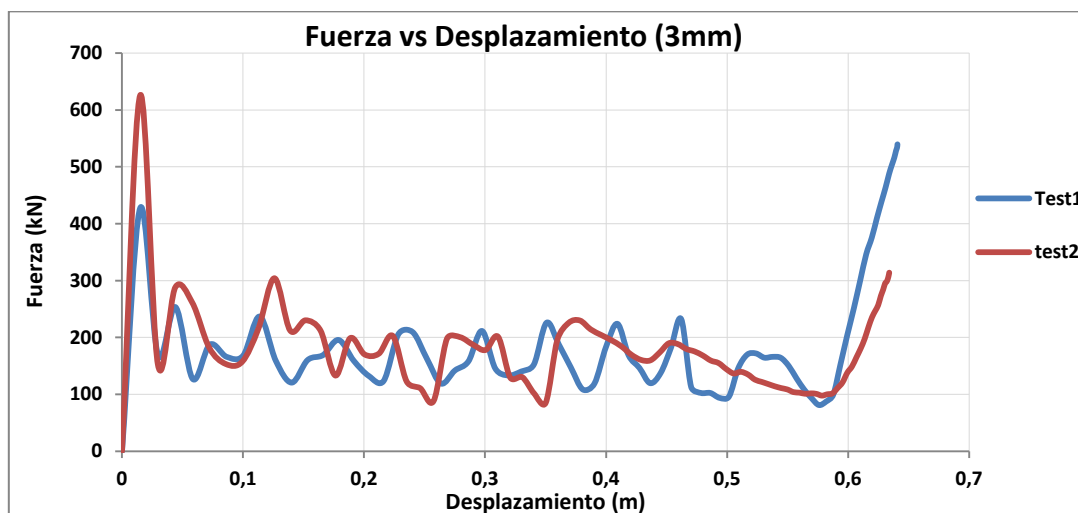


Tabla 5.34. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 3mm.

Por otro lado, los datos de fuerza media experimentados durante el impacto no muestran grandes diferencias entre unos casos y otros. Al observar las gráficas, se aprecia que exceptuando las diferencias en el primer impacto y en los ultimos instantes del ensayo, las curvas fuerza frente a desplazamiento de los test que se comparan son muy similares, reproduciendo la clásica forma de picos y valles de estos ensayos.

Como la energía absorbida es el área encerrada en la curva fuerza frente a desplazamiento y estas muestran una forma similar, tampoco van a existir grandes diferencias en este aspecto. La gran diferencia se observa en la energía específica absorbida, ya que las estructuras de menor ratio, al tener mismo espesor, misma longitud y menor radio, su masa será menor y su capacidad de absorber energía por kg mucho mayor.

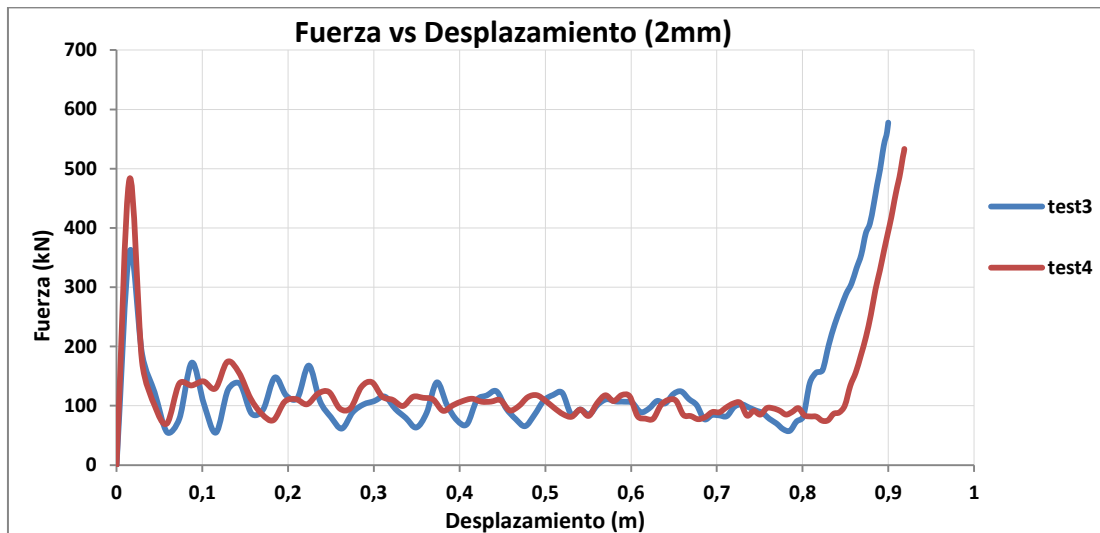


Figura 5.40. Fuerza frente a desplazamiento para tubos circulares de 2mm.

Al margen de la relación radio espesor, existen casos particulares para unas determinadas dimensiones.

Para estructuras muy finas, con un espesor de 1mm, la curva de la deceleración frente al tiempo presenta una particularidad. En el primer impacto, la deceleración sufrida es muy baja, en torno a  $10g$ 's, manteniéndose así hasta los instantes finales del choque. Es en estos instantes donde se encuentra la particularidad, produciéndose una reducción de la velocidad muy rápida conllevando una deceleración brutal del orden de los  $170g$ 's.

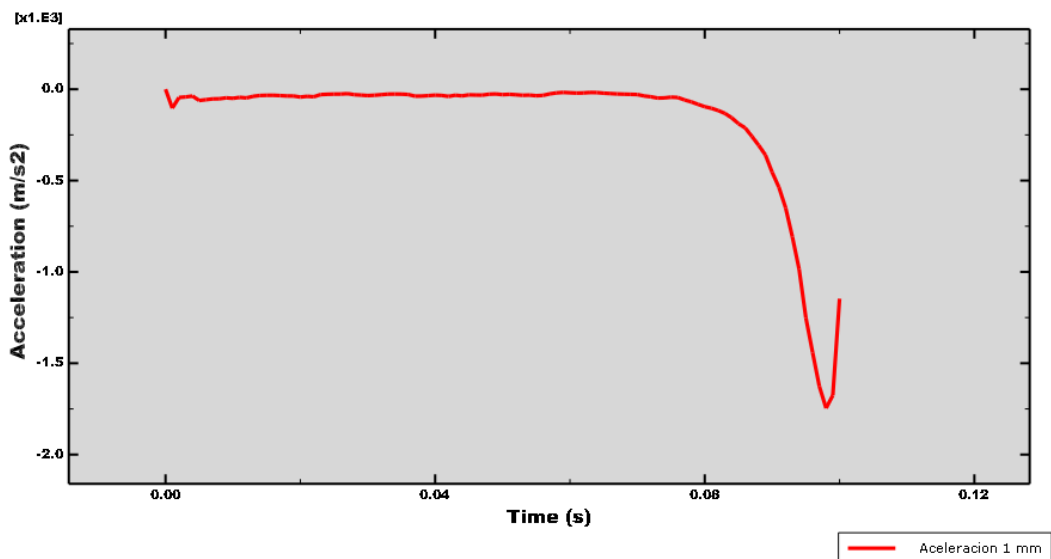


Figura 5.41. Aceleración frente a tiempo de tubos circulares de 1mm.

### 5.6.2 Efecto de la longitud

En el estudio sobre la influencia que tiene la longitud del tubo en el comportamiento de este tipo de estructura el procedimiento seguido ha sido el mismo que en apartados anteriores. Se han escogido estructuras con el mismo espesor y misma o muy parecida relación R/e, y se ha ido variando únicamente su longitud. En las siguientes tablas se muestran los ejemplos seleccionados.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Energía Absorbida (kJ)	Fuerza Media (kN)	Energía Específica (kJ/Kg)
7	2,5	15	60	1	6,6	43,60	43,60	110,746	146,181	17,554
13	2,5	15	60	0,85	5,6	41,66	41,66	110,102	150,845	20,532
10	2,5	15	60	0,75	5	20,29	57,784	109,884	155,531	27,685

Tabla 5.35. Datos de tubos circulares con diferente longitud

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Energía Absorbida (kJ)	Fuerza Media (kN)	Energía Específica (kJ/Kg)
11	2,5	12,5	50	0,75	6	18,09	98,788	108,981	155,531	27,685
12	2,5	10	40	1	10	20,34	32,781	110,582	134,315	26,403

Tabla 5.36. Datos de tubos circulares test 11 y 12.

En primer lugar hay que decir que se han seleccionado tubos con ratios de radio frente a espesor bajos, por tanto, la deformación de estos casos está condicionada por esta característica. Al margen de esto, se han podido apreciar diferencias entre la forma de deformarse de los tubos según su longitud.

En el primer instante la deformación se produce de dos formas posibles, o creándose un pliegue en el extremo empotrado, como en la estructura de 1m del test7, causando con ello una gran deceleración, o con el plegado simultáneo de ambos extremos, provocando una deceleración mucho menor. Esta característica no es consecuencia de la longitud, ya que los test 11 y 12, de 0,75m y 1m de longitud cada una, muestran el mismo modo de deformación.

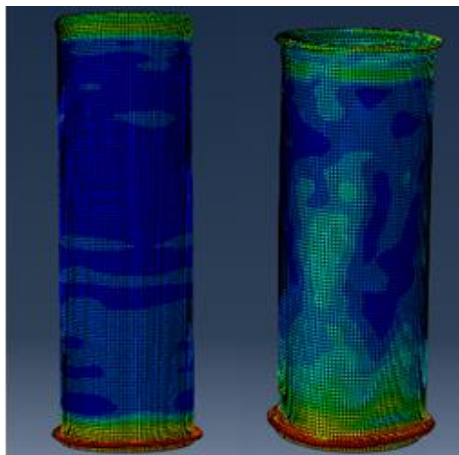


Figura 5.42. Deformación en primer impacto de tubos circulares a) Plegado en extremo empotrado b) Plegado en los dos extremos.



Posteriormente, ambos tubos se van a deformar de la misma manera, mediante el plegado desde el extremo por donde sufre el impacto. El elemento diferenciador se produce en los instantes finales del impacto.

Los tubos más largos, los de 1m de longitud, únicamente se pliegan desde el extremo libre y no llegan a aplastarse, consiguiendo frenar antes el impacto. Por otro lado, las estructuras más cortas, de 0,75m de longitud, terminan plegándose por el extremo empotrado y acaban aplastándose sobre sí mismas, sufriendo tensiones muy altas. En la siguiente figura se muestra el estado final de ambas longitudes, 1m y 0,75m respectivamente.

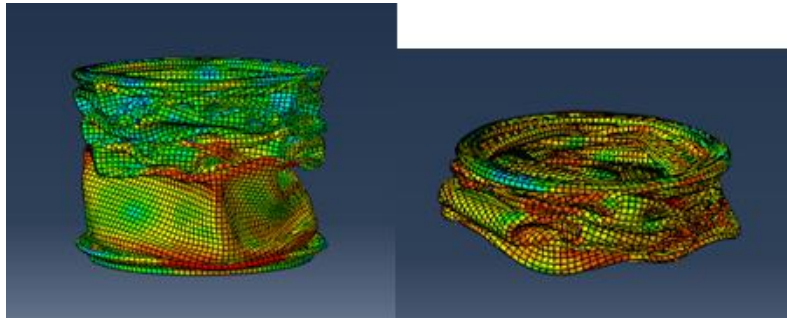


Figura 5.43. Estado final deformado a) Tubo de 1m b) Tubo de 0,75m

Una vez analizado el modo de deformación, se pasa al estudio de las diferentes gráficas tanto de fuerzas como de energías.

Las gráficas de fuerza frente a desplazamiento no son más que una representación del proceso de deformación definido anteriormente. Para las estructuras más cortas, se produce una deceleración muy grande en los instantes finales, cuando el tubo se aplasta sobre sí mismo, mientras que la deceleración sufrida por el tren sobre tubos de 1m de largo se produce de una manera mucho más suave y homogénea.

En terminos de energías, los tubos más largos son capaces de absorber más energía, aunque a partir de un cierto valor, 1 m en este caso, esta capacidad se pierde debido a que el tubo comienza a flectar, como se puede observar en el test 8 para un tubo de 1,25m. Aunque absorban más energía, debido a que lo hacen deformándose más lentamente con mayor desplazamiento, la fuerza media experimentada es menor, 146,15kN/m en el caso de 1m, frente a 155,138 kN/m para el tubo más corto.

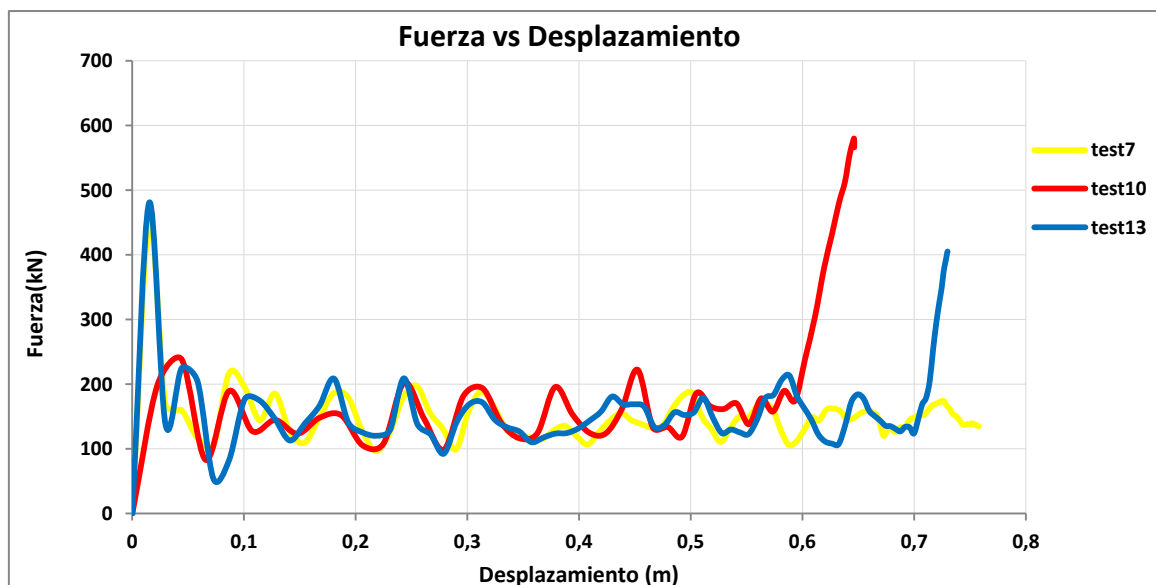


Figura 5.44. Fuerza frente Desplazamiento de tubos circulares según la longitud.

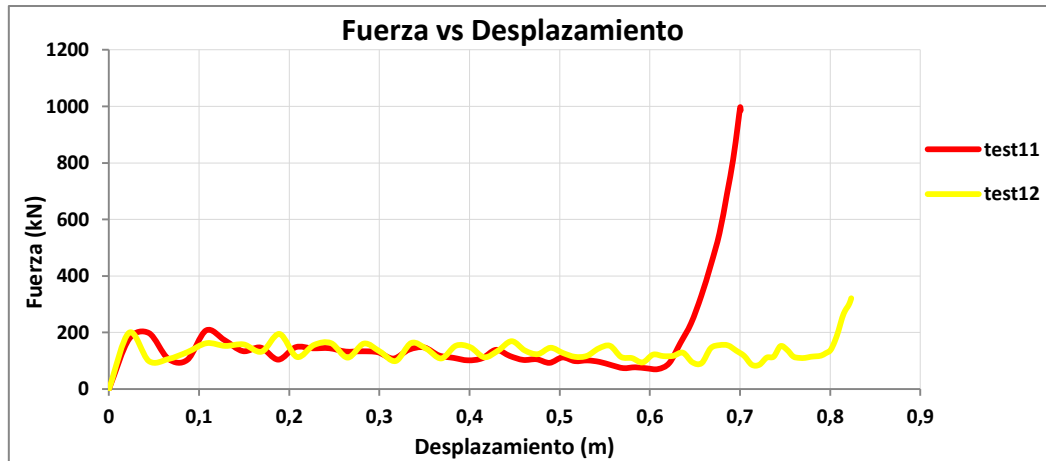


Figura 5.45. Fuerza frente Desplazamiento tubos circulares según la longitud.

Las gráficas de energía absorbida y energía disipada plásticamente tiene una forma muy similar, prácticamente toda la energía absorbida por el tubo es por disipación plástica, por tanto, únicamente se muestra una de ellas. Como se observa en las siguientes figuras, los tubos más largos absorben más energía y de una manera más homogénea. Hasta un cierto instante su linealidad es idéntica, disipando la misma cantidad de energía, hasta el momento en el que la deformación de los tubos más cortos consiste en el aplastamiento sobre el extremo empotrado, instante en el que se produce un aumento brusco de la energía absorbida.

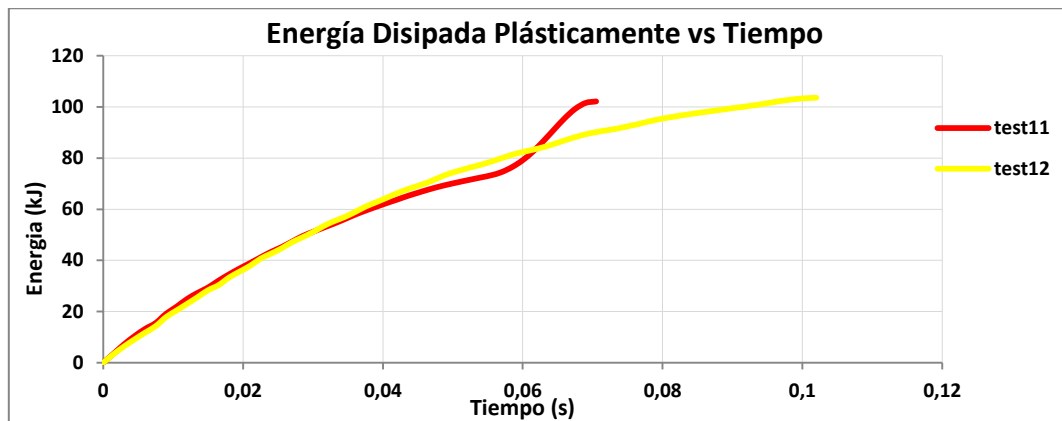


Figura 5.46. Energía disipada plásticamente frente a tiempo de tubos circulares según la longitud

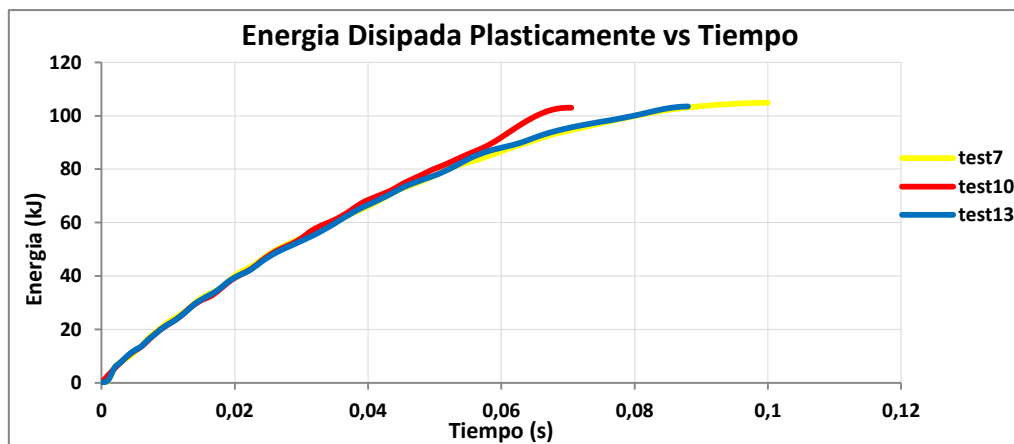


Figura 5.47. Energía disipada plásticamente frente a tiempo de tubos circulares según la longitud

Tras este primer estudio sobre la influencia de modificar estas variables las conclusiones obtenidas son las siguientes:

Analizada la influencia de la longitud, se establece que para tubos circulares sometidos a estas características de ensayo, el comportamiento de las estructuras de 1m de longitud cumple mejor los requisitos requeridos. En el siguiente proceso de optimización se tendrá en cuenta esta valoración.

Tras las explicaciones dadas sobre el efecto que tiene tanto el espesor como el radio en el comportamiento de la estructura, cabe destacar las siguientes conclusiones.

Tanto para espesores muy pequeños, de 1 y 2mm, dando igual su proporción frente al radio del tubo, como para ratios pequeños de radio frente a espesor, se obtienen deceleraciones muy altas en los últimos instantes del impacto, siendo desaconsejable esta selección de parámetros.

Por otro lado, se establece que tubos circulares con ratios grandes de radio frente a espesor producen que la masa que impacta sufra deceleraciones muy altas al principio, para posteriormente absorber la energía de impacto de una manera mucho más suave y homogénea.

Por tanto se van a considerar estas conclusiones para el siguiente estudio de optimización.

En este análisis se concretan mucho más las dimensiones admisibles, estableciendo los límites en:

- Espesor: 2,25mm-3mm
- Longitud: 0,75-1mm
- Radio: 8-15cm

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Peso (kg)
1	3	10	33,3	0,75	4,16	3,75
7	2,5	15	60	1	3,75	6,30
9	2,75	10	37	0,75	2,83	3,38
10	2,5	15	60	0,75	5	4,73
12	2,5	10	40	1	10	4,18
13	2,5	9	36	1	11	3,76
14	2,5	8	32	1	12,5	3,339
15	2,25	12,5	55,5	1	8	4,72

Tabla 5.37. Dimensiones tubos circulares.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,0730	0,640817	43,60	55,06	539,640	172,408	110,482	29,385	104,635
7	0,1	0,75759	45,78	45,78	448,710	146,181	110,746	17,554	104,908
9	0,0790	0,628126	63,79	63,79	625,170	175,342	110,137	32,498	104,251
10	0,0705	0,646	20,29	57,784	566,284	170,099	109,884	23,223	103,009
12	0,102	0,8233	20,34	32,781	321,260	134,315	110,582	26,403	103,575
13	0,0975	0,848	22,287	41,1683	403,450	130,250	110,452	29,344	103,199
14	0,096	0,8633	17,879	41,279	404,540	127,558	110,121	32,971	102,903
15	0,099	0,885	17,308	41,055	402,340	124,797	110,446	23,358	103,253

Tabla 5.38. Propiedades tubos circulares

Al comenzar con este segundo estudio, observé que el espesor más eficiente era 2,5mm, y la longitud 1m, así que centre mi análisis en estos parámetros. La elección del radio no era tan obvia, ya que obtenía muy buenos resultados para radios entre 15 y 9cm. La elección de las dimensiones óptimas se escogió de estos 4 candidatos.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Peso (kg)
7	2,5	15	60	1	3,75	6,30
12	2,5	10	40	1	10	4,18
13	2,5	9	36	1	11	3,76
15	2,25	12,5	55,5	1	8	4,72

Tabla 5.39. Dimensiones tubos circulares seleccionados.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
7	0,1	0,75759	45,78	45,78	448,710	146,181	110,746	17,554	104,908
12	0,102	0,8233	20,34	32,781	321,260	134,315	110,582	26,403	103,575
13	0,0975	0,848	22,287	41,1683	403,450	130,250	110,452	29,344	103,199
15	0,099	0,885	17,308	41,055	402,340	124,797	110,446	23,358	103,253

Tabla 5.40. Propiedades tubos circulares seleccionados.

Empezando por el tubo de mayor radio, el de 15cm, hay que decir que es la estructura que más capacidad tiene de absorber energía (110,746kJ), y la que más energía disipa de manera plástica. Sin duda alguna, estas dos propiedades serían determinantes para su elección, pero además de provocar una alta deceleración en el primer instante (45g's), su fuerza media es superior a todas las demás estructuras.

En el extremo contrario está el tubo de 9cm de radio, que amortigua muy bien el primer impacto, con una deceleración de 20g's, pero en los últimos instantes, cuando ya está totalmente plegado, provoca que el tren se acelere repentinamente hasta los 40g's. Es cierto que absorbe gran cantidad de energía por kg de material (29,3kJ/kg), pero este primer factor me hace descartarlo.

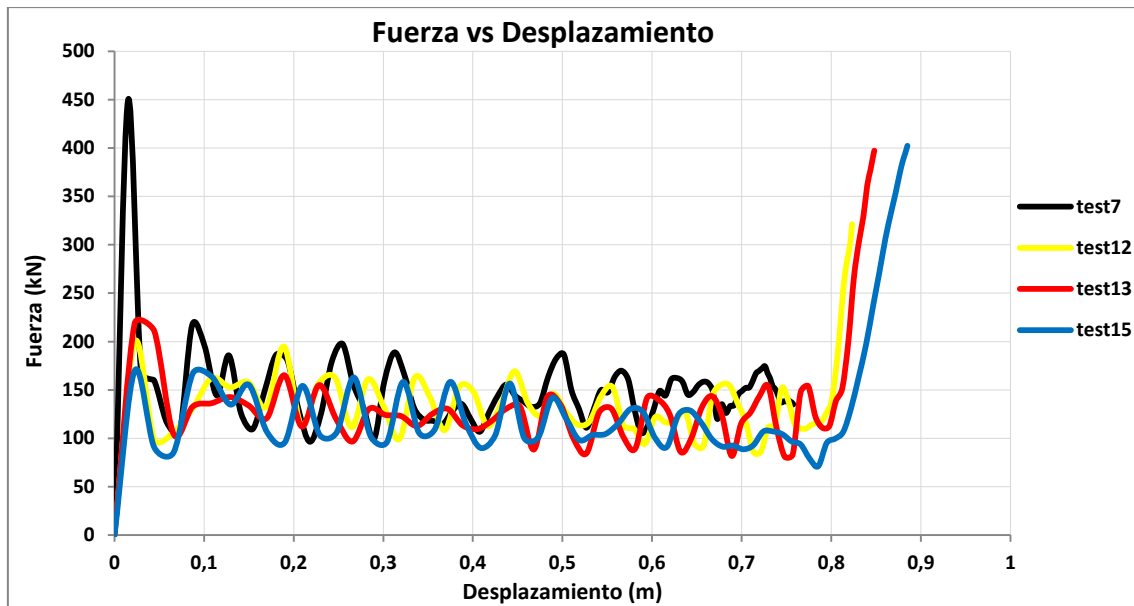


Figura 5.48. Fuerza frente a desplazamiento tubos circulares seleccionados.

Con todo esto, las dimensiones óptimas para un tubo circular en las condiciones del ensayo previamente definidas son:

- Espesor: 2,5mm
- Radio: 10cm
- Longitud: 1m

## 5.7 Tubo Cónico

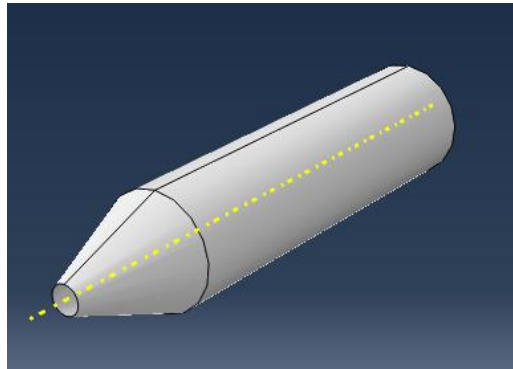


Figura 5.49. Ejemplo de tubo cónico.

Una vez estudiado el comportamiento de las estructuras tubulares frente a impactos, se pretende seguir optimizando este tipo de estructuras mediante cambios en el diseño. Mediante los documentos estudiados, descubrí que una manera eficaz de mejorar las propiedades de un tubo circular es variando el diámetro del extremo donde va a recibir el impacto, produciendo un estrechamiento del tubo como se muestra en la figura anterior. Con este estrechamiento, además de reducir el peso total del tubo, se consigue reducir sustancialmente la deceleración primaria sin repercutir en la capacidad total de absorber energía de la estructura. [20]

Mediante la modificación de las dimensiones que se muestran a continuación, longitud del estrechamiento ( $l$ ), y diámetro final del tubo ( $d$ ), iremos buscando la mejor opción para este tipo de ensayo. La longitud y el espesor se mantendrán constantes basándonos en los estudios realizados en los tubos circulares, siendo la longitud,  $L = 1\text{ m}$ , y el espesor,  $t = 2,5\text{ mm}$ .

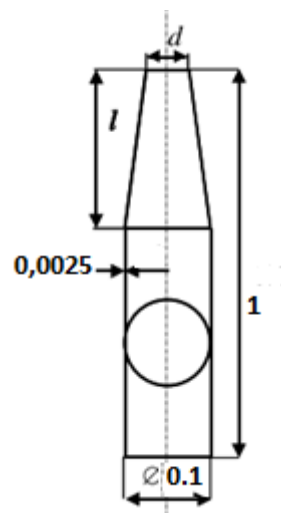


Figura 5.50. Dimensiones de tubo cónico.

En la siguiente tabla se muestran las dimensiones para los diferentes test realizados.

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
1	2,5	20	5	3,556
2	2,5	25	5	3,869
3	2,5	30	5	3,712
4	2,5	30	2,5	3,710
5	2,5	25	2,5	3,580
6	2,5	20	2,5	3,450
7	2,5	30	1	3,614
8	2,25	30	2,5	3,633

Tabla 5.41.Dimensiones tubos cónicos.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
1	0,088	0,788	6,314	61,676	604,433	139,567	110,063	30,946	103,569
3	0,0925	0,825	4,246	46,856	459,193	132,986	109,807	28,468	102,492
2	0,099	0,857	3,979	39,314	385,278	128,426	110,151	29,574	103,447
4	0,095	0,9078	9,187	43,071	422,099	121,325	110,142	29,685	103,872
5	0,0912	0,84129	10,385	45,541	446,305	131,205	110,382	30,829	103,950
6	0,0825	0,84139	6,405	69,453	680,466	130,783	110,040	31,891	103,435
7	0,0937	0,91623	4,209	49,114	481,320	120,469	110,618	30,534	103,951
8	0,0900	0,9438	7,872	73,274	718,090	115,628	109,137	30,034	101,472

Tabla 5.42. Propiedades Tubos cónicos.

En primer lugar hay que decir que la deformación que obtenemos, al haber partido de las dimensiones óptimas de un tubo circular, añadiéndole la modificación del estrechamiento para mejorar su comportamiento ante el impacto, es muy homogénea y simétrica. Los pliegues que se forman son de muy poco tamaño y simétricos, absorbiendo de una manera muy eficaz el impacto.

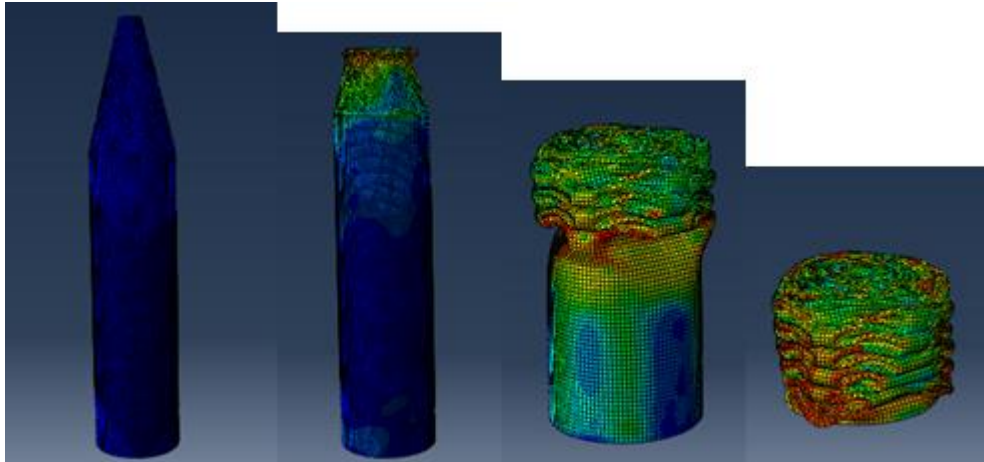


Figura 5.51. Secuencia de deformación de tubo cónico.

En esta ocasión, el espesor también estaba previamente definido en 2,5mm, pero se realizó una prueba con un espesor de 2,25mm para cerciorarnos que este era el espesor mínimo admisible para un buen comportamiento frente al impacto. En efecto, los resultados para un espesor de 2,25mm no fueron nada buenos.

Absorbe menos energía que las estructuras de mismas dimensiones y espesor de 2,5mm, 109,137kJ frente a 110,142kJ, y disipa menos energía de manera plástica, un 92% frente a un 95%.

Además de estas deficiencias, provoca en la masa chocante unas deceleraciones finales de 73g's, frente a la suave deceleración experimentada por su homóloga de 2,5mm, de 37g's.

Por tanto, se descarta el poder reducir más el espesor de los tubos cónicos.

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
8	2,25	30	2,5	3,633

Tabla 5.43. Dimensiones de tubo cónico de 2,25mm de espesor

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
8	0,0900	0,943855	7,872	73,274	718,090	115,628	109,137	30,034	101,472

Tabla 5.44. Propiedades de tubo cónico de 2,25mm de espesor



Una de las variables que se están estudiando en el comportamiento de los tubos cónicos es el diámetro inferior del tubo, el del lado estrecho. Para analizar su comportamiento hemos seleccionado tres estructuras con mismo espesor, misma longitud total y de estrechamiento, y diferente radio de estrechamiento. A continuación se muestran las dimensiones y propiedades obtenidas en las simulaciones

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
2	2,5	30	5	3,869
4	2,5	30	2,5	3,710
7	2,5	30	1	3,614

Tabla 5.45. Dimensiones de tubos cónicos con diferente radio de estrechamiento.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
2	0,099	0,857	12,979	39,314	385,278	128,426	110,151	29,574	103,447
4	0,0950	0,907821	9,187	43,071	422,099	121,325	110,142	29,685	103,872
7	0,0937	0,91623	4,209	49,114	481,320	120,469	110,618	30,534	103,951

Tabla 5.46. Propiedades de tubos cónicos con diferente radio de estrechamiento

Al representar la gráfica fuerza frente a desplazamiento observamos muy bien como se comporta cada estructura. De menor a mayor diámetro, el primer impacto es absorbido mejor por los tubos con un estrechamiento mayor, únicamente produciendo deceleraciones en el tren de 4g's, en comparación con el tubo de diámetro menor de 10cm, que frena el tren con deceleraciones de 13g's.

En el resto del impacto, el comportamiento de las tres estructuras es muy similar, con una energía total absorbida prácticamente idéntica, de 110KJ, y una capacidad de disipar esta energía de manera plástica muy buena, disipando casi el 94% de la energía de esta manera.

En términos de fuerza media, el tubo de menor diámetro frena de una manera más suave el tren, con una fuerza media de 120,5kN, valor debido a que la deformación se produce en mayor distancia de la pieza (0,91623m).

En los últimos instantes del choque, los tubos con un radio de estrechamiento mayor se comportan mejor. Como han conseguido reducir la velocidad del tren más en el primer impacto y con fuerzas medias superiores, las últimas deceleraciones experimentadas son más suaves, en torno a 40g's. La estructura de radio 1cm decelera el tren a 50g's en los últimos instantes del impacto.

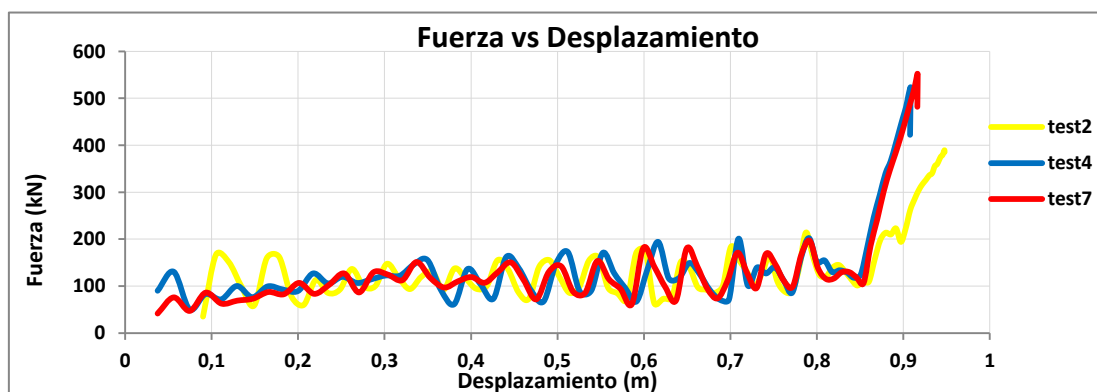


Figura 5.52. Fuerza vs Desplazamiento tubos cónicos según radio menor.

La otra variable que estamos analizando es la longitud del estrechamiento (l). Siguiendo con el procedimiento habitual, seleccionamos tres tubos con mismo espesor, mismo diámetro de estrechamiento y diferente longitud, en este caso, 20,25 y 30cm.

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
4	2,5	30	2,5	3,710
5	2,5	25	2,5	3,580
6	2,5	20	2,5	3,450

Tabla 5.47.Dimensiones de tubos cónicos para diferente longitud.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
4	0,0950001	0,9078	9,187	53,43	523,680	121,325	110,142	29,685	103,872
5	0,09125	0,84129	10,385	45,541	446,305	131,205	110,382	30,829	103,950
6	0,0825	0,84139	6,405	69,453	680,466	130,783	110,040	31,891	103,435

Tabla 5.48.Propiedades de tubos cónicos para diferente longitud.

El término más influido por la longitud del estrechamiento (l) es la fuerza media soportada por parte del tren durante el impacto. De los datos de la tabla 5.48, se tiene que para la mayor longitud de estrechamiento, 30cm, la fuerza media por metro durante el impacto es 10% menor que la del tubo de 25cm y 20cm de largo.

En términos de energía total absorbida, los tres elementos disipan valores muy parecidos, en torno a 110kJ, teniendo algo más de capacidad para absorber energía el tubo de 25cm de longitud de estrechamiento. Los tres casos absorben gran parte de esta energía plásticamente, casi el 95% lo hacen de esta forma.

En el caso de las deceleraciones experimentadas por el tren en el primer impacto y en los instantes finales, no se puede establecer una regla que se cumpla. Se obtienen valores muy bajos en el primer impacto, entre 6 y 10g's, y valores entre 45,70g's en los últimos instantes.

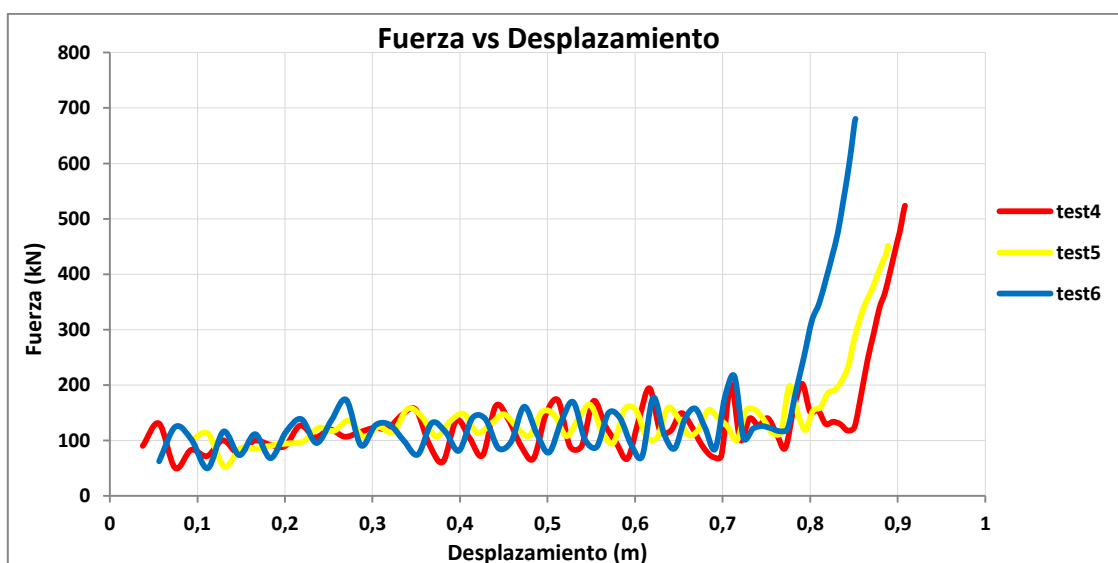


Figura 5.53. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cónicos según longitud de estrechamiento.

A modo de resumen, las conclusiones obtenidas son las siguientes.

Los tubos con una longitud de 30cm frenan de una forma más moderada el impacto en comparación con longitudes menores. La estructura de 25cm de longitud de estrechamiento absorbe algo más de energía pero nada significativo.

En relación al diámetro menor, los tubos con un diámetro menor de 2cm se comporta mejor en todos los aspectos, menos en el último instante del impacto, donde provoca deceleraciones algo mayores que los tubos de 5 y 10cm de diámetro.

Por tanto, con estas conclusiones realizaremos unos últimos test para conseguir las dimensiones más óptimas.

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
9	2,5	28,5	1,5	3,610
10	2,5	31,5	1	3,682
11	2,5	30	1	3,614

Tabla 5.49. Dimensiones de tubos cónicos más óptimos.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
9	0,0887	0,8786	9,900	58,16	570,338	125,773	110,505	30,603	104,019
10	0,0912	0,9054	7,154	56,42	552,930	122,037	110,497	30,006	103,925
11	0,0937	0,91623	4,209	49,114	481,320	120,469	110,618	30,534	103,951

Tabla 5.50. Propiedades de tubos cónicos más óptimos.

Los tubos seleccionados tienen unas dimensiones de longitud de ancho entre 28,5 y 31,5cm, y un diámetro menor entre 1,5 y 1cm.

Cualquiera de los tres tubos cumple todos los requisitos para ser elegida, alta disipación de energía, fuerza media de impacto baja, gran absorción del primer impacto... pero hay que escoger unas dimensiones.

En términos de energía total y energía específica los valores de las tres son muy semejantes, 110,5kJ y 30,5kJ/kg respectivamente. Los tres tubos son capaces de disipar 94% de esa energía de manera inelástica.

Si hay un dato que me hace decantarme por una estructura, es la fuerza media durante el impacto, en el que el tubo de 30cm de longitud de estrechamiento provoca fuerzas algo menores que las otras opciones, 120kN, frente a los 125 y 122kN de las otras dos estructuras.

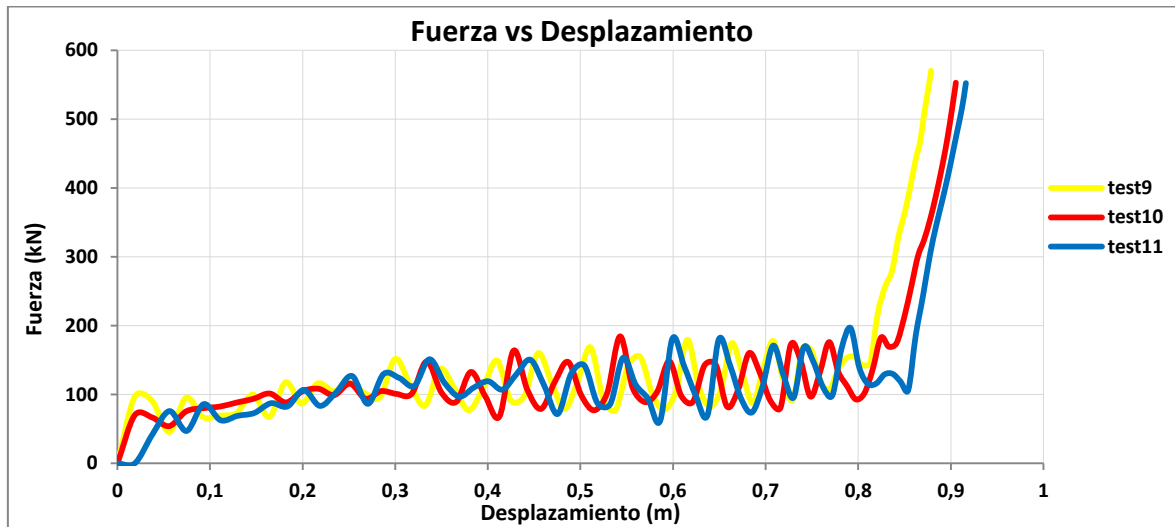


Figura 5.54. Fuerza frente a desplazamiento de tubos cónicos más óptimos.

Con toda esta información obtenida, las dimensiones más óptimas para un tubo cónico expuesto a las condiciones de ensayo simuladas son:

- Espesor (t) = 2,5mm
- Longitud Total (L) = 1m
- Longitud de estrechamiento (l) = 30cm
- Radio Superior (R) = 10cm
- Radio de estrechamiento (r) = 1cm

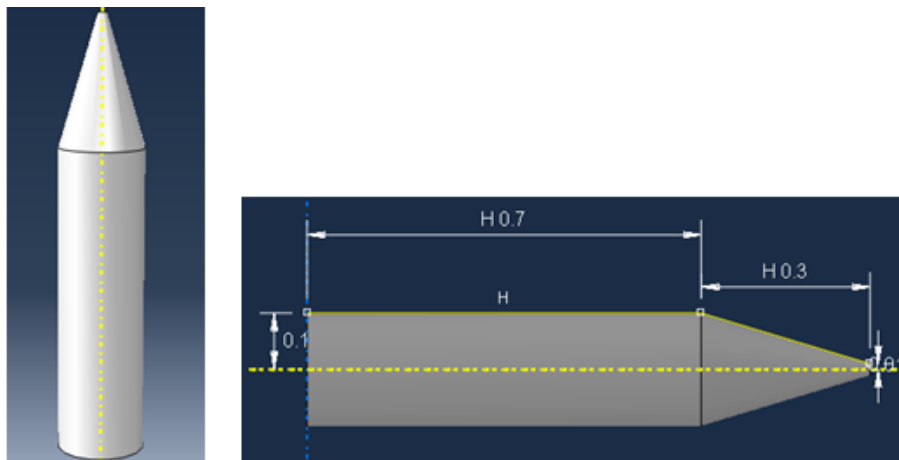


Figura 5.55. Topera Cónica seleccionada.

## 5.8 Comparativa Tubo Circular respecto Tubo Cónico

Una vez establecidas las dimensiones más eficaces para el tubo circular y su respectiva modificación en forma de estrechamiento, se pasa a comparar ambos casos.

En primer lugar, se muestran las dimensiones y propiedades de cada estructura seleccionada.

### - Tubo Circular.

Test	Espesor (mm)	Radio (cm)	R/e	Longitud (m)	L/R	Peso (kg)
12	2,5	10	40	1	10	4,18

Tabla 5.51. Dimensiones Tubo Circular seleccionado.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
12	0,102	0,8233	20,34	32,781	321,260	134,315	110,582	26,403	103,575

Tabla 5.52. Propiedades Tubo Cónico Seleccionado.

### - Tubo Cónico

Test	Espesor (mm)	l (cm)	R (cm)	Peso (kg)
11	2,5	30	1	3,614

Tabla 5.53. Dimensiones Tubo Cónico seleccionado.

Test	Tiempo frenado (s)	Desplazamiento (m)	Primera Deceleración (g's)	Máxima Deceleración (g's)	Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Media (kN)	Energía Absorbida (kJ)	Energía Específica (kJ/Kg)	Energía Disipada Plásticamente (kJ)
11	0,0937	0,91623	4,209	49,114	481,320	120,469	110,618	30,534	103,951

Tabla 5.54. Propiedades Tubo Cónico seleccionado.

El principal objetivo por el que se estudió como influiría un estrechamiento del tubo en el extremo donde iba a sufrir el impacto era reducir esa primera deceleración generada, y como se puede observar en la curva fuerza frente a desplazamiento, se ha conseguido notablemente. El impacto pasa de producirse a 20g's, a solo generar deceleraciones de 4g's.

Además de reducir este primer impacto, la fuerza media durante el resto del choque decrece en 15kN de la sección circular a la cónica, suavizando mucho la forma de decelerarse el tren.

En términos de energía total absorbida, ambos tubos almacenan en torno a 110,5kJ, pero al haber reducido la masa del tubo al estrecharlo medio kilo, la energía específica aumenta desde los 26,4kJ/kg, hasta los 30,5kJ/kg.

Observando la tendencia de la energía frente al tiempo, el tubo cónico absorbe menos energía en los primeros instantes, ya que las fuerzas generadas son mucho menores en la parte del tubo estrechada. Una vez deformada esta parte, va absorbiendo más energía que el tubo circular y finaliza con un aumento brusco de esta capacidad, debido a que ya está totalmente plegado y se aplasta sobre si mismo, reduciendo bruscamente la velocidad del tren.

Con esta comparación, queda claro que las propiedades del tubo cónico son mucho mejores que las del tubo circular. Por tanto, mi elección sería la de diseñar este tipo de perfil.

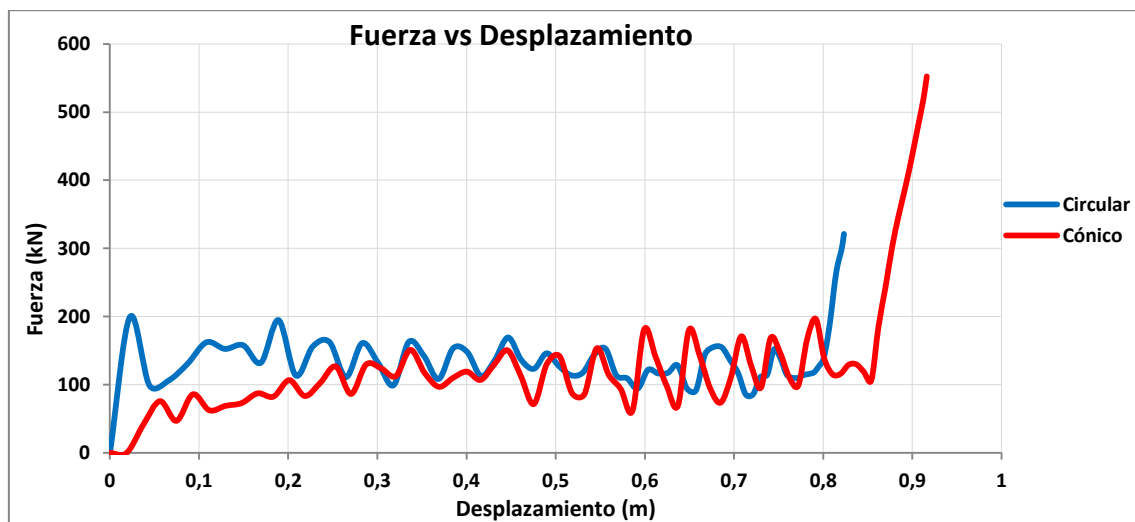


Figura 5.56. Comparación Fuerza frente a desplazamiento de tubo circular y tubo cónico.

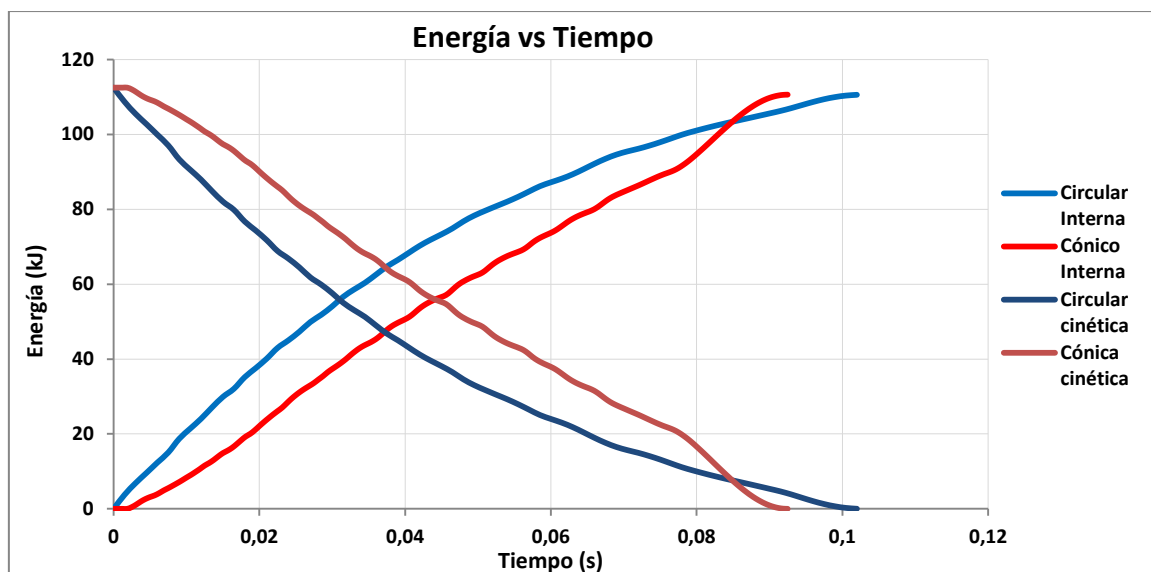


Figura 5.57. Comparación Energía frente a tiempo de tubo circular y tubo cónico.

# 6 Conclusión y Trabajos futuros

## 6.1 Conclusiones

En este proyecto fin de carrera se ha llevado a cabo un estudio numérico sobre la influencia de variar ciertos parámetros dimensionales de estructuras de pared delgada de aluminio en el comportamiento frente a un impacto axial de una masa a una velocidad dada. El objetivo principal ha sido la optimización de estas dimensiones tomando como referencia unas propiedades específicas.

Para ello se ha desarrollado una configuración de ensayo mediante el código de elementos finitos ABAQUS/Explicit, con unas condiciones iniciales expuestas. Para la correcta simulación se ha estudiado el efecto del tamaño de malla en los resultados obtenidos y se ha concretado el tamaño del elemento de malla adecuado.

En primer lugar, se ha estudiado el efecto de ciertas dimensiones en estructuras simples como la sección cuadrada y circular, para posteriormente analizar otros tipos de sección. A continuación se citan las conclusiones obtenidas sobre estas dimensiones.

- **Espesor:** En ambos casos, tanto en la sección cuadrada como en la circular, espesores muy grandes, de 4 y 5mm, frenaban muy de golpe el tren en el primer impacto, generando deceleraciones muy altas. Por otro lado, espesores muy finos, de 1 y 2mm, producían el efecto contrario, absorbían muy bien el primer impacto, pero no conseguían frenar el impacto hasta los últimos instantes, haciéndolo de manera brusca generando altas deceleraciones. Con todo esto, se determinó que el espesor de los tubos para estas condiciones de ensayo tendría que ser entre 2,5 y 2,75mm.
- **Longitud:** Para las condiciones de ensayo establecidas, los tubos con una longitud muy corta, de 0,5m, no eran capaces de frenar el impacto hasta los últimos instantes, generando altas deceleraciones. Por otro lado, tubos largos, de 1,25m, perdían propiedades de absorber energía al producirse la flexión del tubo. Por tanto, la dimensión con la que los tubos absorbían más energía se estableció en 1m.
- **Relación Ancho de cara entre espesor (B/e):** En los tubos de sección cuadrada se analizó esta relación, estableciendo una proporción con la energía específica absorbida. Los valores más óptimos para este ratio se establecen en valores entre 50 y 60 veces el ancho de cara el espesor. Como el espesor ya está definido, se estableció el ancho de cara más óptimo en 17,5cm.
- **Ratio radio espesor (R/e):** En los tubos circulares se establece que para valores muy grandes de este ratio (entre 80 y 100), se producen grandes deceleraciones en los primeros instantes del impacto. Por otro lado, para valores pequeños de esta relación (menor que 30), este efecto se observa en el frenado final del impacto. Por tanto, establecido el espesor en 2,5mm, se establece el radio efectivo en 10cm, con una relación radio espesor de 40.

Una vez establecidos las dimensiones más eficaces frente al impacto, se analizó como se comportaban los diferentes tipos de sección escogidos. A continuación se resumen las conclusiones más destacadas para cada tipo de sección.

- **Cuadrada:** Este tipo de sección mezcla en su proceso de deformación el plegado con la torsión sobre su eje longitudinal. Dependiendo de la longitud torsiona más o menos, cuanto más largo, más torsiona. La formación del pliegue se produce mediante el hundimiento hacia adentro de dos caras opuestas y el abombamiento hacia afuera de las caras restantes. Su comportamiento frente al impacto es bueno en términos de energía absorbida y muy bueno en términos de fuerza media provocada en el tren.
- **Top Hat:** Esta modificación de la sección cuadrada permite reducir el peso de la estructura sin perder las capacidades de absorber energía. Si la deformación se produce mediante la formación de pliegues desde el extremo libre, su comportamiento es similar al de la sección cuadrada, pero si se inicia la formación de un pliegue en el extremo empotrado, la estructura va a empezar a girar sobre este pliegue perdiendo toda capacidad de absorber energía. Es fundamental seleccionar bien el ancho de los lados exteriores y del lado superior de la sección.



- **Double Top Hat:** Este tipo de sección es la que más energía es capaz de absorber respecto a la cuadrada y a la top hat. Durante el proceso de deformación sucede lo mismo que en la sección Top Hat.
- **Circular:** Su deformación mediante la formación de pliegues simétricos y de corta longitud hacen de esta estructura muy buena en términos de absorción de energía, consiguiéndolo además de una manera muy suave y homogénea.
- **Cónica:** El estrechamiento de uno de los extremos del tubo hace que se reduzca en gran medida la deceleración primaria sufrida por el tren, sin perder la capacidad de absorber energía durante el resto del ensayo. Absorbe la misma energía que el tubo circular pero de una manera un poco más violenta, generando mayores deceleraciones sobre el tren en los instantes finales.

Mediante la simulación de todos estos ensayos he podido comprobar lo importante que es a la hora de diseñar una estructura que va a ser destinada a absorber el impacto de una masa, la correcta selección de la sección y sus respectivas dimensiones. A la hora de fabricar estas estructuras en el mundo real, los datos obtenidos mediante las simulaciones son fundamentales para conseguir elementos que sean capaces de asegurar la integridad física de los pasajeros.

## 6.2 Trabajos Futuros

En el proceso de optimización llevado a cabo sobre estructuras de aluminio de pared delgada, han quedado muchos parámetros por estudiar que seguramente tengan gran influencia. La optimización de este tipo de estructuras está en continuo desarrollo, debido a que las condiciones de ensayo, así como la evolución de los materiales, no permiten estancarse en un tipo de estructura y material.

En primer lugar, en este estudio se ha establecido como fijo el material y su comportamiento termo-visco elastoplástico. En los artículos estudiados en antecedentes, una variable que se suele modificar para mejorar el comportamiento frente a impacto de un material es su límite elástico, mediante diferentes métodos de templado. A su vez, mediante procesos de mecanizado se puede modificar las propiedades constitutivas del material y ver cómo afectarían en el resultado final.

Durante este estudio, las condiciones iniciales como la velocidad y la masa de impacto también se han considerado constantes. Se podría analizar diferentes casos, ya que por ejemplo, a veces el tren va más lleno que otras y pesa más, y diseñar estas estructuras para el caso más desfavorable.

Este estudio se ha centrado en cinco tipos de sección muy comunes, por tanto, el rango de innovación en el diseño de estas estructuras es infinito. El objetivo de maximizar la capacidad de absorber energía con reducir el peso del material conlleva que grandes empresas inviertan mucho dinero en esta finalidad y se vaya evolucionando año tras año.

# 7 Referencias

- [1] M. Langseth, O.S. Hopperstad, A.G. Hanssen, ‘Crash behaviour of thin-walled aluminium members’. Thin-Walled Structures 32 (1998) 127–150.
- [2] J.S. Qiao, J.H. Chen, H.Y. Che ‘Crashworthiness assessment of square aluminum extrusions considering the damage evolution’. Thin-Walled Structures 44 (2006) 692–700.
- [3] Giorgio Chiandussi, Massimiliano Avalu, ‘Maximisation of the crushing performance of a tubular device by shape optimisation’, Computers and Structures 80 (2002) 2425–2432.
- [4] H.R. Zarei, M. Kröger, ‘Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes’. Thin-Walled Structures 44 (2006) 301–308.
- [5] Xiong Zhang, Hui Zhang, Zhuzhu Wen, ‘Axial crushing and optimal design of square tubes with graded thickness’, Thin-Walled Structures 84 (2014) 263–274.
- [6] J.Gilbert Kaufman, Elwing L.Rooy, ‘Aluminum Alloy Castings, Properties, Processes, and Applications’, American Foundry Society.
- [7] A. Rusineka, R.Zaera, P.Forquin, J.R. Klepaczko ‘Effect of plastic deformation and boundary conditions combined with elastic wave propagation on the collapse site of a crash box’, Thin-Walled Structures 46 (2008) 1143–1163.
- [8] Yucheng Liu, ‘Optimum design of straight thin-walled box section beams for crashworthiness analysis’, Finite Elements in Analysis and Design 44 (2008) 139 – 147.
- [9] Shujuan Hou, Qing Li, Shuyao Long, Xujing Yang, Wei Li, ‘Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria’, Finite Elements in Analysis and Design 43 (2007) 555 – 565.
- [11] K. Yamazaki, ‘Maximization of the crushing energy absorption of tubes’, Structural Optimization 16, 37-46.
- [12] file:///C:/Users/Admin/Desktop/TFG/tfg/End-Stops-series-brochure-ES.pdf
- [13] Abaqus 6.12 Abaqus/CAE User’s Manual
- [14] <http://ingemecanica.com/>
- [15] <http://www.aluminum.org/>
- [16] Ulf I. Ball dinacceleration effects on fighter pilots, Medical Aspects of Harsh.
- [17] [http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo\\_9\\_Introduccion\\_al\\_metodo\\_de\\_los\\_elementos\\_finitos.pdf](http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo_9_Introduccion_al_metodo_de_los_elementos_finitos.pdf)
- [18] [file:///C:/Users/Admin/Downloads/PFC-Marcos%20Rodriguez%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/Admin/Downloads/PFC-Marcos%20Rodriguez%20(2).pdf)
- [19] Yujiang Xiang, Qian Wang, Zijie Fan, Hongbing Fang, ‘Optimal crashworthiness design of a spot-welded thin-walled hat section’, Finite Elements in Analysis and Design 42 (2006) 846 – 855
- [20] Xiong Zhang, Hui Zhang, Zhuzhu Wen, ‘Axial crushing of tapered circular tubes with graded thickness’, International Journal of Mechanical Sciences 92 (2015) 12–23